



## **DESARROLLO DE UN BANCO DE ENSAYOS MULTIFUNCIONAL Y DE LOS PROCEDIMIENTOS PARA CARACTERIZAR EQUIPOS TÉRMICOS DE REFRIGERACIÓN Y BOMBAS DE CALOR DE PEQUEÑA POTENCIA**

**Joaquin Andrés Rodríguez Carabias**

**Dipòsit Legal: T 345-2014**

**ADVERTIMENT.** L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

**ADVERTENCIA.** El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

**WARNING.** Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.

Joaquín A. Rodríguez Carabias

**DESARROLLO DE UN BANCO DE ENSAYOS  
MULTIFUNCIONAL Y DE LOS PROCEDIMIENTOS  
PARA CARACTERIZAR EQUIPOS TÉRMICOS DE  
REFRIGERACIÓN Y BOMBAS DE CALOR  
DE PEQUEÑA POTENCIA**

TESIS DOCTORAL  
dirigida por  
Dr. Alberto Coronas  
Dr. Joan Carles Bruno

Departamento  
de Ingeniería Mecánica



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
TARRAGONA  
2013







UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI  
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA

Los abajo firmantes Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad, y Dr. Joan Carles Bruno, Profesor Agregado del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

HACEN CONSTAR que el trabajo titulado “Desarrollo de un banco de ensayos y de los procedimientos para caracterizar equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia”, presentado por el Sr. Joaquín A. Rodríguez Carabias para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.

Que la tesis se ha realizado dentro del proyecto de investigación: “Modelización e Integración eficiente de enfriadoras y bombas de calor por absorción en sistemas de poligeneración mediante procesado y reconciliación de datos” del Plan Nacional de I+D+i con referencia ENE2009-14182.

Que algunos equipos del banco de ensayos fueron financiados por la acción complementaria “Instalación experimental para la producción de electricidad, calor y frío con equipos activados térmicamente” con referencia ENE2007-29046-E del Ministerio de Ciencia e Innovación.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.

Tarragona, 25 de Septiembre de 2013



*A mi esposa Encarna Simon,  
a mi hija Laura,  
a mis hermanos.*



---

---

## Agradecimientos

Al Dr. Alberto Coronas, Dr. Joan Carles Bruno, por la dirección de la investigación y por compartir sus conocimientos con sabiduría y paciencia durante el desarrollo de la Tesis.

Al Ministerio de Ciencia e Innovación de España, por la acción complementaria “Instalación experimental para la producción de electricidad, calor y frío con equipos activados térmicamente” con referencia ENE2007-29046-E, para la financiación del banco de ensayos.

Y por el proyecto de investigación: “Modelización e integración eficiente de enfriadoras y bombas de calor por absorción en sistemas de poligeneración mediante procesado y reconciliación de datos” del Plan Nacional de I+D+i con referencia ENE2009-14182.

Quiero agradecer a la Planta Solar de Almería (PSA) por permitirme realizar una estancia investigadora en sus instalaciones.

A todos mis compañeros del grupo de investigación CREVER, y a todos los que de una manera u otra intervinieron en la realización de la Tesis.



***“No basta saber, se debe también aplicar.  
No es suficiente querer, se debe también hacer”***

Johann Wolfgang Goethe





# Índice

<b>Resumen/Abstract.....</b>	<b>15</b>
<b>Publicaciones y Congresos.....</b>	<b>19</b>
<b>Participación en proyectos y contratos de I+D+i.....</b>	<b>21</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>23</b>
<b>1. Introducción, justificación y objetivos.....</b>	<b>23</b>
1.1. Situación energética actual.....	23
1.2. Situación energética mundial.....	24
1.3. Situación energética en España.....	26
1.4. Situación de las energías renovables a nivel mundial y en España.....	28
1.5. Desarrollo y perspectivas de las energías renovables.....	33
1.5.1. Plan de Energías Renovables 2011-2020.....	34
1.5.2. Competitividad de las energías renovables.....	37
1.5.3. Integración de las energías renovables en la red eléctrica.....	38
1.6. Consumo energético en el sector terciario.....	40
1.7. Tecnologías para la producción de electricidad, frío y calor.....	42
1.7.1. Descripción.....	42
1.7.2. Sistemas de trigeneración de pequeña potencia versus sistemas centralizados convencionales.....	45
1.7.3. Cogeneración con demanda de calor a temperaturas superiores a 90°C.....	45
1.7.4. Cogeneración con demanda de agua caliente entre 45°C y 90°C.....	47
1.7.5. Cogeneración con demanda de energía térmica a menos de 45°C.....	48
1.8. Aplicación de las energías renovables en el sector terciario.....	51
1.8.1. Integración de los sistemas de generación de frío y calor con energías renovables en el sector terciario.....	51
1.8.2. Sistemas de generación de frío/calor con energías renovables vs. sistemas convencionales.....	53
1.9. Justificación.....	54
1.10. Objetivos.....	55
1.11. Estructura de la tesis.....	56

<b>2. Especificaciones del banco de ensayos.....</b>	<b>57</b>
2.1. Introducción.....	57
2.2. Equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción de pequeña potencia.....	57
2.2.1. Fundamentos de los sistemas de refrigeración por absorción.....	58
2.2.1.1. Fluidos de trabajo en ciclos de refrigeración por absorción.....	59
2.2.1.2. Configuraciones de los ciclos de refrigeración por absorción.....	60
2.2.1.3. Aplicaciones de sistemas de refrigeración por absorción.....	62
2.1.2.4. Limitaciones en la implantación de la refrigeración por absorción.....	63
2.3. Equipos de refrigeración por absorción comerciales de pequeña potencia.....	64
2.4. Equipos de cogeneración de pequeña potencia.....	65
2.5. Normas de ensayo de equipos se absorción .....	66
2.6. Instalaciones para el ensayo de equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia.....	70
2.7. Especificaciones técnicas del nuevo banco de ensayos.....	77
2.7.1. Componentes principales.....	77
2.7.2. Determinación de los límites de potencia, temperatura y caudal.....	78
2.8. Conclusiones.....	81
 <b>3. Diseño, construcción y puesta a punto del banco de ensayos.....</b>	 <b>83</b>
3.1. Introducción.....	83
3.2. Diseño conceptual del banco de ensayos.....	84
3.3. Diseño del banco de ensayos.....	88
3.4. Diseño del banco de ensayos.....	89
3.5. Puesta a punto del banco de ensayos.....	89
3.6. Ensayos preliminares con una enfriadora de absorción experimental.....	90
3.6.1. Ensayos a carga nominal.....	92
3.6.2. Ensayos de la enfriadora a carga parcial.....	95
3.6.2.1. Control de la potencia con la temperatura del condensador/ absorbedor.....	95
3.6.2.2. Control de la potencia con la temperatura del generador.....	97
3.6.2.3. Control de la potencia con el caudal del circuito del generador..	97
3.6.2.4. Comentarios a los ensayos realizados a carga parcial con control de potencia.....	101
3.6.2.5. Ensayos a carga parcial con control arranque/paro.....	101
3.6.2.6. Comentarios a las prestaciones del banco en los ensayos .....	101
realizados a carga parcial con control ON/OFF.....	105
3.7. Ensayos con enfriadoras de absorción comerciales.....	107
3.7.1. Ensayos de la enfriadora a carga parcial.....	107
3.7.2. Ensayo de una enfriadora Robur AC 60-00 TK refrigerada por aire.....	110
3.7.3. Otros ensayos realizados.....	111
3.8. Conclusiones.....	111

<b>4. Caracterización del banco de ensayos y cálculo de las condiciones límites de ensayo de las enfriadoras de absorción a ensayar.....</b>	<b>115</b>
4.1. Introducción.....	115
4.2. Caracterización de los componentes del banco.....	117
4.2.1. Caracterización de los intercambiadores de calor I3 e I4.....	117
4.2.2. Caracterización del aero-refrigerante.....	121
4.2.3. Caracterización de los circuitos hidráulicos.....	125
4.2.4. Caracterización de las bombas de circulación de agua.....	127
4.3. Caracterización del banco de ensayos.....	129
4.3.1. Caracterización del banco para ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua en configuración invierno.....	130
4.3.2. Determinación de las temperaturas mínima del condensador/absorbedor y máxima del evaporador.....	132
4.3.3. Temperatura máxima del generador.....	135
4.3.4. Caudal máximo de las bombas P2, P3 y P4.....	136
4.3.4.1. Caudal máximo de los circuitos del condensador/absorbedor, evaporador y generador.....	137
4.3.4.2. Determinación de la frecuencia de trabajo de las bombas P2, P3 y P4.....	137
4.3.5. Caracterización del banco para ensayos de enfriadoras refrigeradas por agua en configuración verano.....	140
4.3.6. Caracterización para máquinas refrigeradas por aire.....	142
4.4. Determinación de los límites de caudal y temperatura de ensayo para una enfriadora.....	145
4.4.1. Programa de cálculo ESS-1.....	146
4.4.2. Programa de calculo ESS-1.1.....	148
4.4.3. Programa de cálculo ESS-2.....	150
4.4.4. Programa de cálculo ESS-3.....	151
<b>5. Desarrollo y validación de los procedimientos para el ensayo de enfriadoras de agua por absorción refrigeradas por aire o agua.....</b>	<b>155</b>
5.1. Introducción.....	155
5.2. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción en condiciones nominales...	156
5.2.1. Procedimiento para ensayos de máquinas con disipación por agua con el banco en configuración invierno.....	158
5.2.1.1. Validación del procedimiento de ensayos y de los programas de cálculo.....	158
5.2.2. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga nominal con el banco en configuración verano.....	164
5.3. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por aire a carga nominal.....	168

<b>5.4. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga parcial.....</b>	<b>170</b>
5.4.1. Procedimiento de ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga parcial con control ON/OFF.....	172
5.4.1.1. Procedimiento para ensayos a carga nominal ( $f_{cp}=100\%$ ).....	175
5.4.1.2. Procedimiento de ensayo a carga parcial con sistema de control ON/OFF ( $f_{cp} = 75, 50$ y $25\%$ ).....	176
5.4.1.3. Determinación de la degradación del EERter y EEEele en función de la carga.....	177
5.4.2. Procedimiento de ensayo a carga parcial controlando la potencia.....	177
5.4.2.1. Procedimiento para ensayos a carga nominal ( $f_{cp}=100\%$ ).....	178
5.4.2.2. Procedimiento de ensayos a carga parcial controlando la potencia ( $f_{cp}=75, 50$ y $25\%$ ).....	179
5.4.2.3. Determinación de la degradación del EERte y EEEele en función $f_{cp}$ .....	179
5.4.3. Validación del procedimiento de ensayos con sistema de control ON/OFF..	179
5.4.3.1. Ensayos con control ON/OFF, con P2 y P4 en funcionamiento...	180
5.4.3.2. Ensayos con control ON/OFF, arrancando/parando las bombas P2 y P4.....	183
5.4.4. Consideraciones a tener en cuenta con el sistema de control ON/OFF.	187
5.4.5. Validación del procedimiento con control de potencia.....	188
5.4.5.1. Control de la potencia con la temperatura del circuito del condensador/absorbedor.....	189
5.4.5.2. Control de la potencia con la temperatura del circuito del generador.....	191
5.4.5.3. Control de la potencia con el caudal del generador.....	194
5.4.5.4. Comentarios a los ensayos realizados a carga parcial controlando la potencia.....	197
 6. Conclusiones.....	 201
 7. Referencias.....	 203
 <b>Anexo I.....</b>	 <b>209</b>
 <b>Anexo II.....</b>	 <b>257</b>
 <b>Anexo III.....</b>	 <b>311</b>

---

---

## Resumen

Los sistemas de cogeneración de pequeña potencia pueden ser adecuados para conseguir un uso eficiente de la energía en el sector terciario. Existen en el mercado diversos equipos de cogeneración de pequeña potencia utilizando microturbinas o motores alternativos de combustión interna entre otros sistemas, y que pueden aplicarse con éxito en el sector terciario.

También existen tecnologías de refrigeración de pequeña potencia activadas térmicamente que son capaces de suministrar frío mediante el aprovechamiento del calor residual de los equipos de cogeneración mencionados anteriormente. De este modo se obtienen diversas configuraciones conocidas como sistemas de trigeneración para la producción de frío, calor y electricidad de forma eficiente y simultánea en diversas proporciones.

El objetivo de esta tesis es desarrollar un banco de ensayos multifuncional que permita ensayar y caracterizar equipos térmicos de pequeña potencia y establecer procedimientos de ensayo de dichos equipos operando tanto a plena carga como a carga parcial.

En primer lugar se ha realizado un estudio sobre los equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción de pequeña potencia, comerciales y en desarrollo, existentes en el mercado y se ha constatado que la mayoría de estos equipos son enfriadoras de agua, de llama directa o utilizando agua caliente para su activación con temperaturas inferiores a

120°C, y refrigeradas por agua de torre y en algunos pocos casos con aire exterior. También se ha realizado una revisión de las normas aplicables a los ensayos de estos equipos, observándose que su uso no está extendido a todos los fabricantes.

A partir del estudio realizado se han establecido las especificaciones del banco de ensayos en cuanto al caudal y temperatura de las corrientes que constituyen los focos térmicos de la enfriadora de absorción a ensayar.

El banco de ensayos diseñado y construido cumple con las especificaciones definidas en las normas aplicables a los ensayos de equipos de absorción. En la puesta a punto del banco se ha comprobado que la incertidumbre de la instrumentación utilizada y la estabilidad conseguida con el sistema de control, permite controlar el caudal y la temperatura de los tres circuitos térmicos de activación, producción de frío y disipación de calor dentro de los límites fijados por las normas aplicables a los ensayos de las enfriadoras de absorción, siendo posible ensayar estos equipos a carga nominal y a carga parcial tanto si la disipación de calor es por agua o por aire.

Se han realizado ensayos de diversas enfriadoras por absorción para determinar sus prestaciones trabajando a carga parcial ajustando la capacidad de la enfriadora a la demanda utilizando estrategias de control basadas en el control de temperatura del agua de refrigeración, del caudal o de la temperatura del agua de calentamiento del generador, habiéndose también analizado la estrategia de control de arranque/paro del equipo para adaptar la producción a la demanda.

Los resultados obtenidos permiten concluir que los límites de estabilidad con cualquiera de estas estrategias de control a carga parcial y a plena carga están dentro de los límites exigidos por las normas aplicables. Para comprobar el correcto funcionamiento del banco y la reproducibilidad de las características de los equipos de absorción, se han realizado ensayos con equipos comerciales.

La caracterización realizada del banco y de sus componentes principales, ha permitido desarrollar varios programas de cálculo para determinar los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar una enfriadora de absorción en función de sus características nominales y de las condiciones ambientales exteriores. Estos programas han sido validados mediante los ensayos realizados con una enfriadora de agua de absorción refrigerada por agua.

Finalmente, se han desarrollado procedimientos para ensayar enfriadoras de absorción refrigeradas por agua o aire, tanto a carga nominal como parcial. Algunos de estos procedimientos han sido validados mediante el ensayo de equipos de refrigeración por absorción refrigerados por agua.

---

---

## Abstract

Small scale cogeneration systems can be suitable for the efficient use of energy in the tertiary sector. Some cogeneration systems are available in the market for small scale applications using microturbines or reciprocating internal combustion engines among other systems that could be applied successfully in the tertiary sector. There are also small capacity thermally driven cooling technologies able to provide chilled water by recovering the waste heat from the cogeneration equipment mentioned above. By the combination of both systems various configurations known as trigeneration systems can be set for the efficient and simultaneous production of cold, heat and electricity at different ratios.

The aim of this thesis is to develop a multi-functional test bench to test and characterize thermally small capacity equipment and to establish test procedures for them working both at full load and part load.



First, it has conducted a study on small capacity refrigeration and absorption heat pumps commercially available in the market or in development. It was found that most of these units are water chillers, directly fueled or using hot water at temperatures below 120 °C. Hest is rejected using a cooling tower system or in a few cases with outside air. It was also conducted a review of the international standards applicable to test these units, concluding that its use is not wide extended and used by all the manufacturers.

On the basis of the study performed were established the specifications of the test bench in terms of flow rate and temperature needs of the streams used as thermal sinks for the absorption chiller being tested.

The test bench was designed and built in compliance with the specifications defined in the international standards applicable to the test of absorption chillers. In the set-up of the test bench was shown that the uncertainty of the instrumentation used and the stability achieved with the test bench control system to control the flow and temperature of the three driving thermal circuits, production of chilled water and heat dissipation are within the limits set by the international standards applicable to the test of absorption chillers. Also the test bench allows the testing of the chiller at nominal and partial load with heat dissipation by water or air.

Tests have been conducted with various absorption chillers to determine its performance at partial load by adjusting the capacity of the chiller demand using control strategies based on the control of the cooling water temperature, on the flow rate or the water temperature at the generator. Also it was analyzed the start / stop control strategy of the chiller to adapt the production to the cooling demand. The results obtained indicate that the stability limits with any of these control strategies at part load and full load are within the limits required by the applicable standards.

To check the proper functioning of the test bench and the reproducibility of the characteristics of the absorption units, some test of commercial chillers have been performed.

The characterization of the test bench and its main components has allowed to develop several software codes to calculate the flow rate and temperature limits at which it is possible to test an absorption chiller as a function of their operation conditions and external ambient conditions. These software codes have been validated with the experimental results of a water cooled absorption chiller.

Finally, we have developed testing procedures for water or air cooled absorption chillers, both at nominal and at partial load. Some of these procedures have been validated with a water cooled absorption chiller.

---

## Publicaciones y Congresos

Ll. Massagues, J. Rodríguez J.C. Bruno, A. Coronas. “Estudio Comparativo de una Instalación de Trigeneración con Microturbinas de Gas y un Sistema Convencional”. 9º Congreso Hispano Luso de Ingeniería Eléctrica (CHILE). Marbella, España 2005

J. Rodríguez, J.C. Bruno, A. Coronas. “Sistema Integrado de Poligeneración con Energía Solar y Geotérmica para redes de Distrito”. 2º Workshop Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios. Tarragona, España 2013

J. Ortega, J. Rodríguez-Carabias, J.C. Bruno, A. Coronas. “Modelling and operational experience of the polygeneration plant in Parcbit (Mallorca)”. Proceedings 2nd International Conference Solar Air-Conditioning. Tarragona, Spain 2007, pp 548-552

J. Rodríguez-Carabias, J. Labus, J.C. Bruno, A. Coronas. “Design and construction of a test bench for the complete performance characterization of small-scale absorption heat pumps”. 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics. Lisboa, Portugal 2013

J. Rodríguez-Carabias; J.C. Bruno, A. Coronas. “Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos para el Desarrollo y Caracterización de Equipos Térmicos de Pequeña Potencia”. VIII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Burgos, España 2013

J. Rodríguez-Carabias, J. C. Bruno, A. Coronas. “Complete Characterization in a test bench of small capacity absorption chillers”. 5th International Conference Solar Air-Conditioning - Bad Krozingen, Germany 2013, pp 74-78

J. Rodriguez-Carabias, J.C. Bruno, A. Coronas; Energy Performance Evaluation of Control Strategies for Small Capacity Absorption Chillers at Partial Load. Applied Thermal Engineering (en preparación)



---

---

## Participación en proyectos y contratos de I+D+i

“Instalación experimental para la producción de electricidad, calor y frío con equipos activados térmicamente” ENE2007-29046-E, Ministerio de Ciencia e Innovación  
Investigador principal: Alberto Coronas

HEGEL – High Efficiency Polygeneration Application (2007-2011). 6th Framework Programme, Contract nº 20153 STREP; Investigador responsable URV: Dr. Alberto Coronas

Optimización del Diseño Integral y de la Gestión Energética de Sistemas Avanzados de Microtrigeneración en Edificios; ENE2006-15700-C02-00 Pla Nacional de I + D+i, Energía. Investigador principal y coordinador: Alberto Coronas

Modelización e integración eficiente de enfriadoras y bombas de calor por absorción en sistemas de poligeneración mediante procesado y reconciliación de datos. 2009-2012 ENE2009-14182. Ministerio de Economía y Competitividad; Investigador principal: Dr. Joan Carles Bruno

Planta Solar de Almería (PSA) Julio 2007 - Análisis de prestaciones de una bomba de calor por absorción de doble efecto integrada en un sistema de desalación solar bajo distintas condiciones de operación. Convocatoria de Mejora y Acceso de grandes instalaciones científicas (Orden ECI/2136/20005- BOE de 5 de julio)



# 1

---

## Introducción, justificación y objetivos

### 1.1. Situación energética actual

Los recursos energéticos y la tecnología son fundamentales para mejorar la calidad de vida de la sociedad. El consumo de energía de un determinado país junto con su desarrollo tecnológico, son considerados habitualmente como indicadores directos de la calidad de vida de sus habitantes.

Algunos de los problemas más importantes a los que se enfrenta la humanidad son: la superpoblación, el agotamiento de los recursos energéticos fósiles, la contaminación originada por el consumo de estos recursos y el cambio climático asociado. Por lo tanto, el gran reto al que se enfrenta el desarrollo tecnológico de la sociedad actual es reducir el consumo de energías fósiles y la contaminación medio ambiental, sin reducir la calidad de vida de sus habitantes.

En este primer capítulo se hace un breve repaso de la problemática asociada a la situación energética actual que viene marcada por un elevado y creciente consumo energético, sobre todo de combustibles fósiles, y de la situación y tendencia para sustituir este tipo de fuentes de energía por otras de origen renovable. Por otra parte, tal como se verá también en este capítulo, el sector terciario es uno de los sectores con mayor potencial para reducir

el consumo energético. Para ello es necesaria la contribución de diversos factores como son el uso de nuevas tecnologías de generación distribuida de energía de alta eficiencia a costes cada vez más competitivos y también, la integración en estos sistemas de fuentes de energía renovables. Posteriormente se exponen las necesidades tecnológicas que han llevado a plantear esta tesis para finalmente detallar los objetivos que se persiguen y la estructura de la tesis.

## 1.2. Situación energética mundial

En la Figura 1.1 se muestra la evolución del consumo de energía primaria a nivel mundial a lo largo de las dos décadas últimas. Como se puede apreciar en esta figura, la tendencia general es creciente en todas las regiones y en especial en Asia que en estos momentos ya es el mayor consumidor del mundo. En el año 2012 el consumo mundial llegó hasta los 12.477 Mtep. La tendencia creciente en el consumo de energía primaria está acelerando el agotamiento de los recursos energéticos fósiles y agravando los problemas medioambientales por las emisiones asociadas de CO<sub>2</sub>.

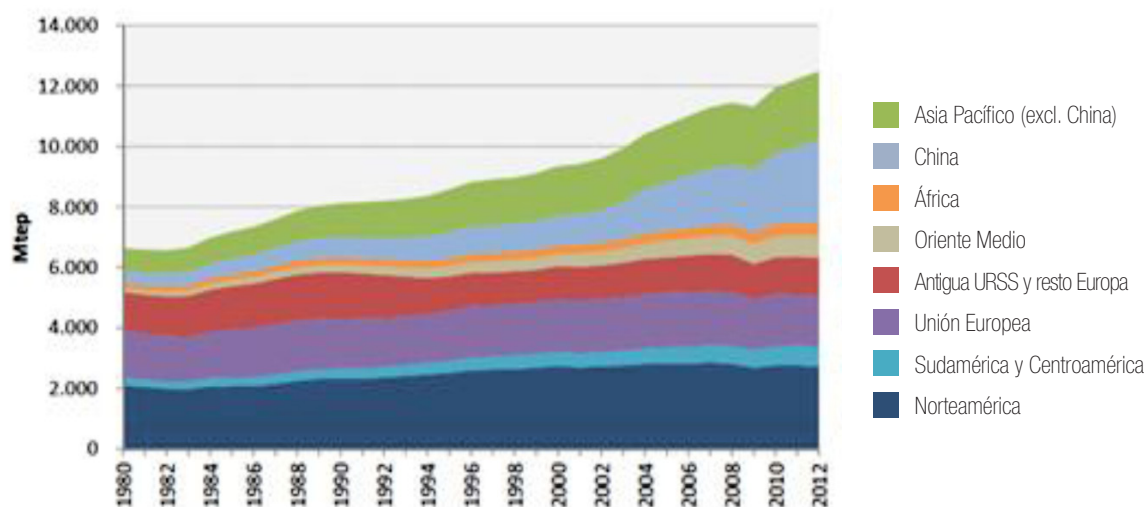


Figura 1.1 – Evolución del consumo de energía primaria en el mundo entre los años 1980-2012. Fuente: BP Statistical Review 2013.

En la Tabla 1.1 se muestra la distribución de las fuentes energéticas que cubrieron la demanda energética mundial durante el periodo 2000-2011. En dicha tabla se puede apreciar como en el año 2011, el 32% de la energía primaria procede del petróleo, el 24% del gas natural, el 30% del carbón, y el 5% de la energía nuclear. Esto significa que el 91% de la demanda mundial de energía se cubre a partir de transformaciones energéticas basadas en los combustibles fósiles, siendo el petróleo, el carbón y el gas natural las fuentes energéticas convencionales más utilizadas.

Tabla 1.1. Distribución de fuentes energéticas para cubrir la demanda mundial de energía en el periodo 2000-2011.  
Fuente: BP Statistical Review of World Energy, junio 2011; Monthly Gas Natural Survey (AIE); Oil and Gas Journal; y elaboración propia.

	2000		2005		2009		2010		2011 <sup>1</sup>	
	10 <sup>6</sup> Tep.	%	10 <sup>6</sup> Tep.	%	10 <sup>6</sup> Tep.	%	10 <sup>6</sup> Tep.	%	10 <sup>6</sup> Tep.	%
<b>Carbón</b>	2.399,7	25,6	3.012,9	27,9	3.305,6	29,1	3.555,8	29,6	3.734	30,4
<b>Petróleo</b>	3.571,6	38,1	3.908,5	36,2	3.908,7	34,4	4.028,1	33,6	3.988	32,5
<b>Gas Natural</b>	2.176,2	23,2	2.511,2	23,2	2.661,4	23,4	2.858,1	23,8	2.955	24,1
<b>Nuclear</b>	584,3	6,2	626,8	5,8	614,0	5,4	626,2	5,2	610	5,0
<b>Hidroeléctrica</b>	599,4	6,4	658,6	6,1	736,3	6,5	775,6	6,5	814	6,6
<b>Otras Renovables</b>	51,2	0,5	83,1	0,8	137,4	1,2	158,6	1,3	174	1,4
<b>Total Mundial</b>	<b>9.382,4</b>	<b>100</b>	<b>10.801,1</b>	<b>100</b>	<b>11.363,4</b>	<b>100</b>	<b>12.002,4</b>	<b>100</b>	<b>12.275,5</b>	<b>100</b>
<b>OCDE</b>	5.435,4	57,9	5.667,3	52,5	5.378,4	47,3	5.568,3	46,4	5.295	45,9

En la Figura 1.2 se muestran las reservas probadas de combustibles fósiles en el año 2012. Los tiempos de agotamiento indicados en dicha figura son orientativos ya que incluyen las incertidumbres asociadas a la evolución de la demanda y a la cuantificación de las reservas reales. Las reservas conocidas a día de hoy pueden variar debido a que: pueden aparecer nuevos yacimientos (es lo más probable), las reservas de los yacimientos actuales no están bien calculadas, o porque los propietarios de los yacimientos se guardan información por intereses políticos y/o comerciales.

De toda esta información se puede concluir que a escala mundial es necesario encaminar esfuerzos para reducir la intensidad en el consumo energético y también hacia la sustitución de las fuentes de energía de origen fósil que en un futuro no tan lejano dejarán de estar disponibles.



Figura 1.2. Reservas mundiales probadas de combustibles fósiles en el año 2012. Fuente: BP Statistical Review 2013.



## 1.3. Situación energética en España

El consumo energético en España pasó de 90 Mtep en 1990 a 145 Mtep en 2005. Durante el periodo comprendido entre 2005 y 2008 se estabilizó y ha tenido un acusado descenso en los últimos cinco años, más relacionado con la crisis económica en la que se encuentra sumergido el país que con un aumento en la eficiencia energética.

En la Figura 1.3 se muestra cómo ha evolucionado el consumo de energía primaria de cada una de las fuentes de energía durante el periodo 1990-2012. Se aprecian importantes incrementos en el consumo de gas natural, decrementos moderados en consumo de carbón y productos petrolíferos, y un considerable aumento de las energías renovables.

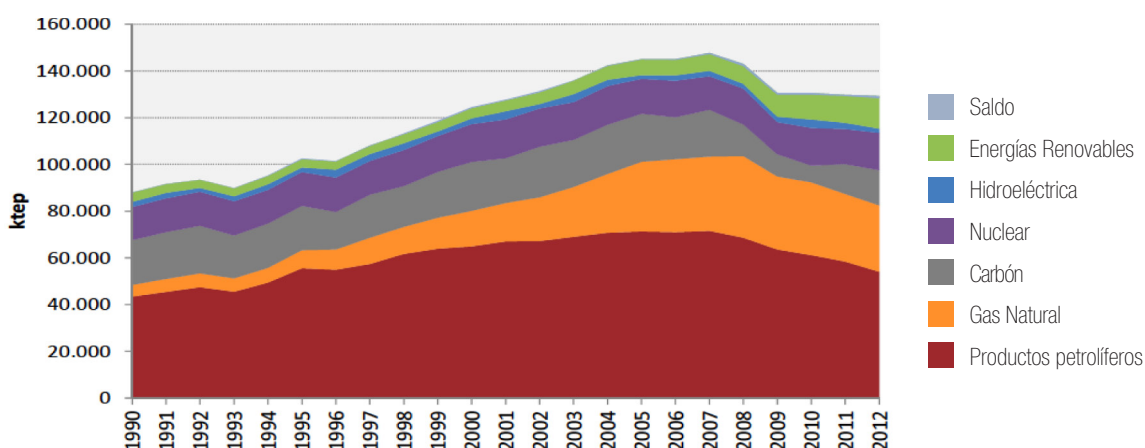


Figura 1.3. Evolución del consumo de energía primaria en España para cada fuente energética.

En la Figura 1.4 se muestra el desglose de la energía primaria suministrada por cada una de las fuentes de energía en el año 2012. En este año el consumo total fue de 132 Mtep, de las cuales las renovables aportaron 15.96 Mtep, que representa un 12.1% del consumo total de energía primaria.

El aporte a la producción total de energía eléctrica de las energías renovables y, en especial de la energía eólica (Figura 1.5), ha tenido un incremento importante en los últimos 12 años, alcanzado en 2012 del orden de un 30% de la producción de energía eléctrica total.

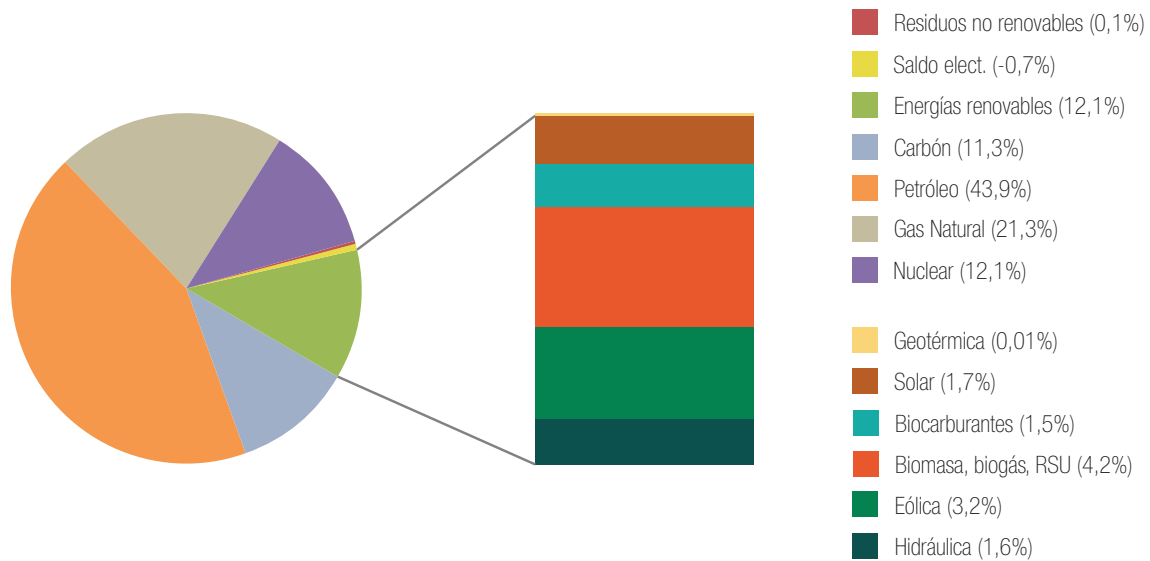


Figura 1.4 Energía primaria suministrada por cada una de las fuentes energéticas en 2011. Fuente: IDAE/MINETUR.

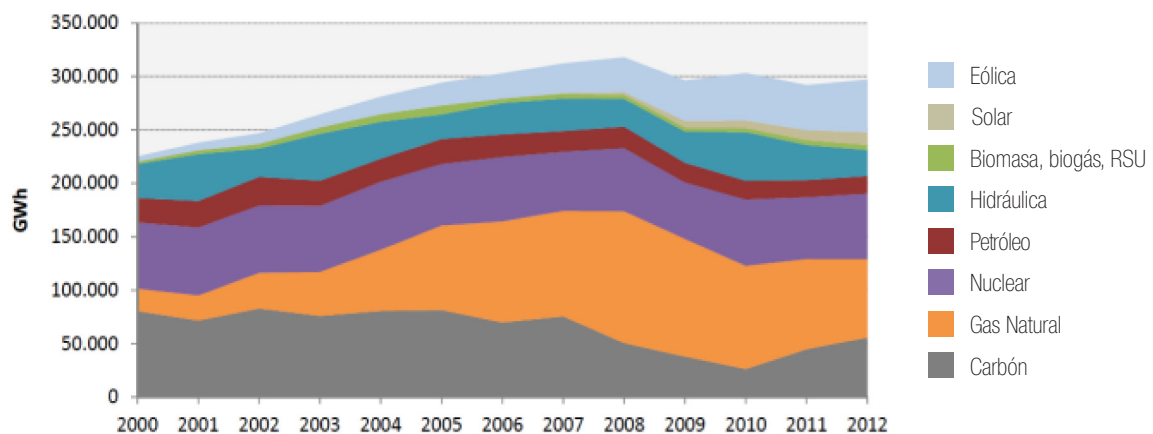


Figura 1.5 Evolución de la producción de energía eléctrica según el tipo de fuente de energía. Fuente: REE

En la Figura 1.6 se muestra cómo ha evolucionado la demanda de energía por sectores: transporte, industria, residencial, servicios y agricultura, y el porcentaje respecto a la demanda total de cada uno de estos sectores en el año 2010.

El sector residencial con un consumo del 17.9% y el sector servicios con un consumo del 10.1%, tienen un peso importante dentro del consumo total, y son dos sectores con gran potencial para incorporar las energías renovables y para aplicar nuevas tecnologías que permitan reducir el consumo de energía y las emisiones de gases efecto invernadero.

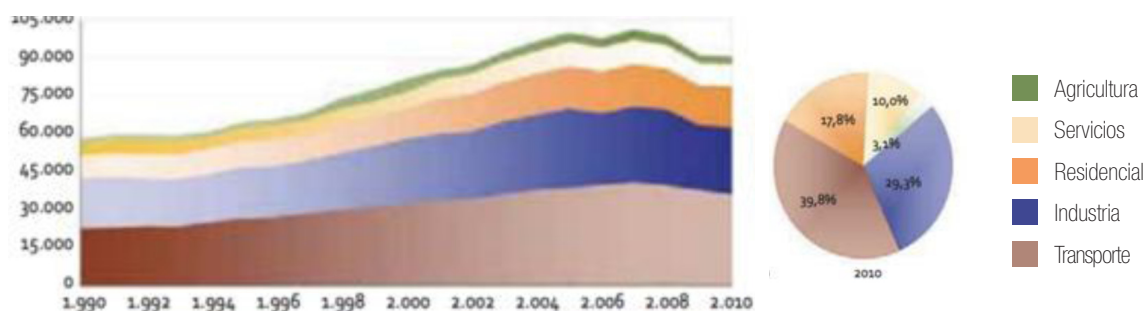


Figura 1.6. Evolución de la demanda sectorial de energía primaria en España. Usos no energéticos excluidos. Fuente: EnR/IDAE.

## 1.4. Situación de las energías renovables a nivel mundial y en España

De las energías renovables, la energía eólica es la que ha experimentado un mayor crecimiento en los últimos años a nivel mundial. En 2012 se alcanzó una potencia instalada de 282 587 MW, y una producción anual del orden de 520 TWh. En la Figura 1.7 se muestra cómo ha evolucionado la potencia instalada en distintas áreas del mundo, y en la Figura 1.8 el reparto por países en el año 2012 de la potencia instalada.

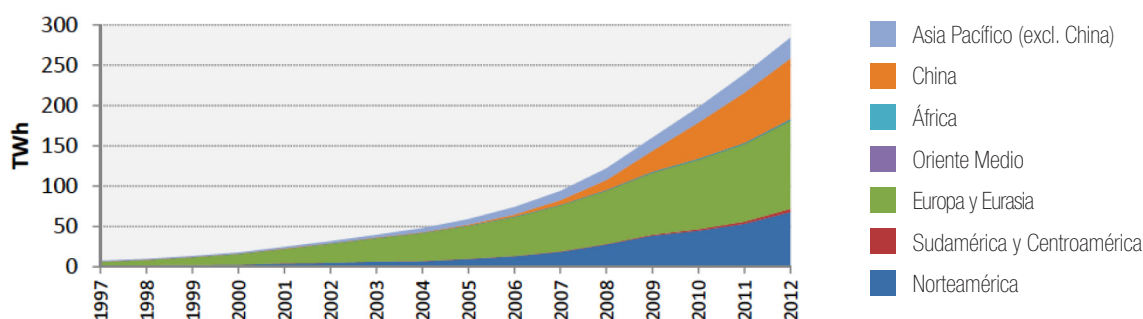


Figura 1.7 Evolución de la potencia eólica instalada en las distintas áreas del mundo. Fuente: BP Statistical Review 2013.

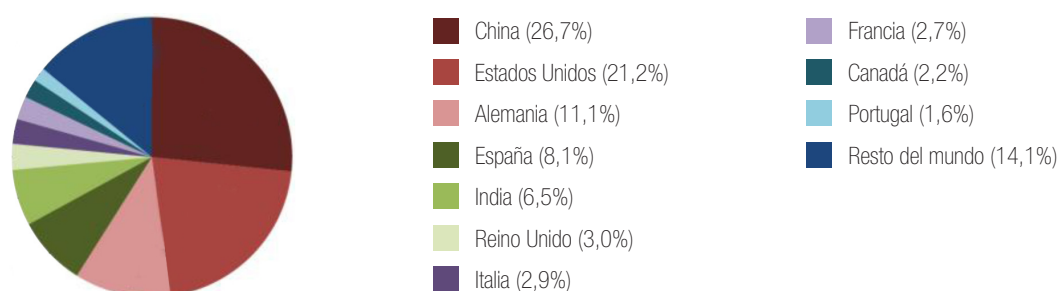


Figura 1.8 Distribución por países de la potencia eólica instalada en 2012. Fuente: GWec, 2013.

La evolución del incremento de consumo de biomasa tanto en el mundo (Figura 1.9) como a nivel nacional (Figura 1.10), no es significativo si lo comparamos con el incremento de la energía eólica. Mientras la energía eólica ha crecido del orden de un 1000% en los últimos 10 años, la biomasa en el mismo periodo de tiempo lo ha hecho del orden de un 200% a nivel mundial y del orden de un 120% a nivel nacional.

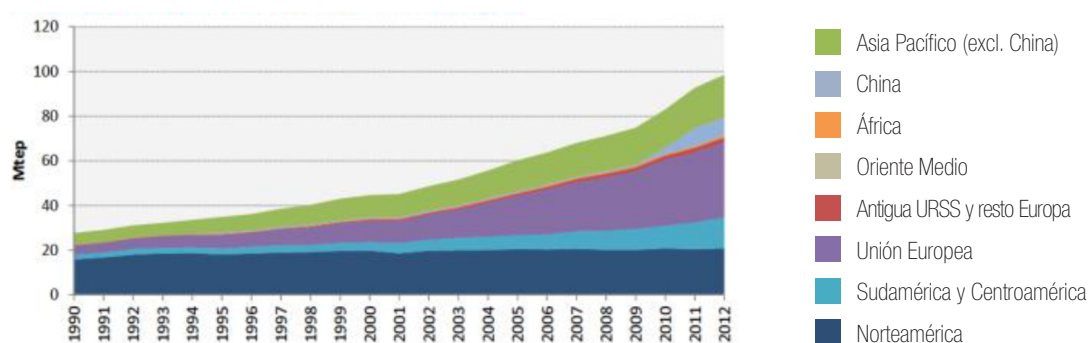


Figura 1.9 Evolución del consumo mundial de Biomasa, Biogás y Residuos. BP Statistical Review 2013.

La energía solar fotovoltaica (Figuras 1.11 y 1.12) ha experimentado un incremento espectacular en los últimos cinco años. A nivel mundial ha crecido del orden de un 1100% alcanzando los 10200 MW instalados. A nivel nacional el crecimiento ha sido del orden de un 500%, alcanzando la potencia de 4500 MW instalados. A nivel nacional hay que remarcar que a partir del año 2009, el crecimiento se ha visto frenado por el cambio de régimen de primas.

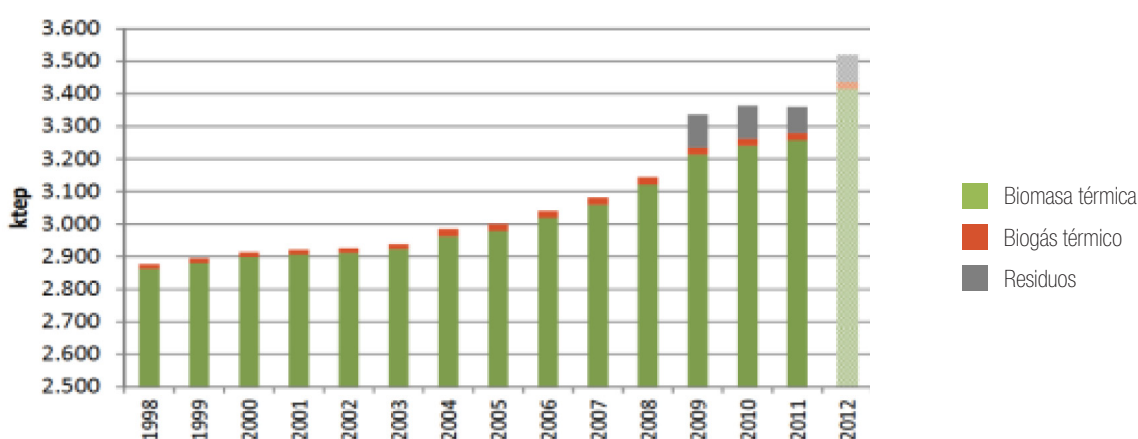


Figura 1.10 Evolución del consumo mundial de Biomasa, Biogás y Residuos en España. No incluye el calor útil de la cogeneración.  
Fuente: BDFER/IDAE

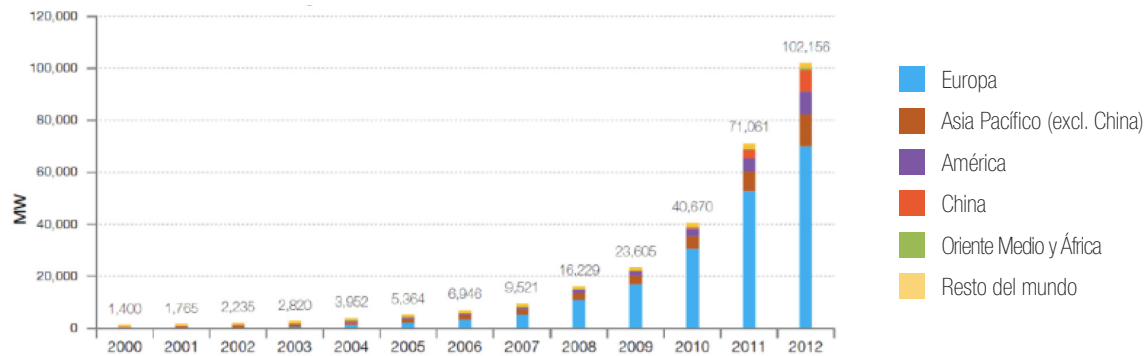


Figura 1.11 Evolución de la potencia solar fotovoltaica instalada en el mundo. Fuente: EPIA, 2013.

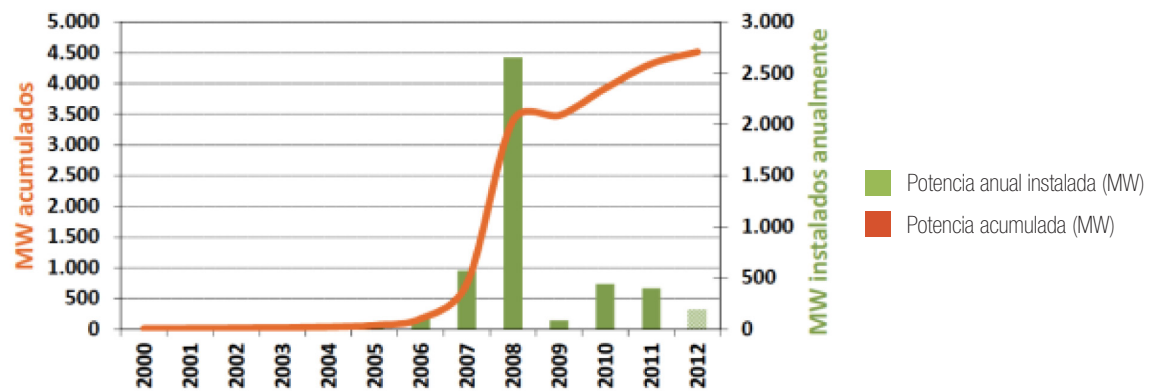


Figura 1.12 Evolución de la potencia solar fotovoltaica instalada en España. Fuente: BDFER/IDAE

La energía solar temoeléctrica a nivel mundial (Figura 1.13) ha pasado de 370 MW instalados en 2007 a 2550 MW en 2012. A nivel nacional (Figura 1.14)) ha pasado de 250 MW instalados en 2007, a 2000 MW en 2012. Esto significa que del total de potencia temoeléctrica instalada en el mundo, el 80% se ha instalado en España.

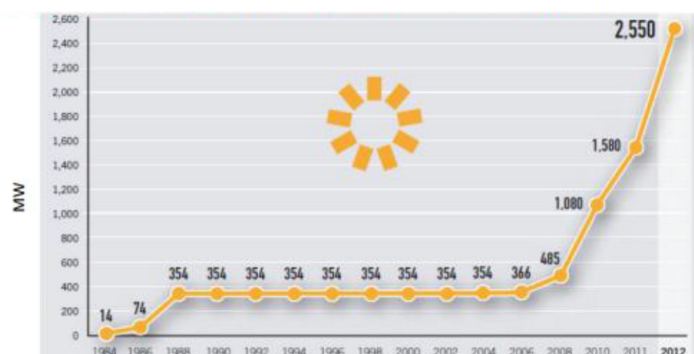


Figura 1.13 Evolución de la potencia solar temoeléctrica instalada en el mundo.

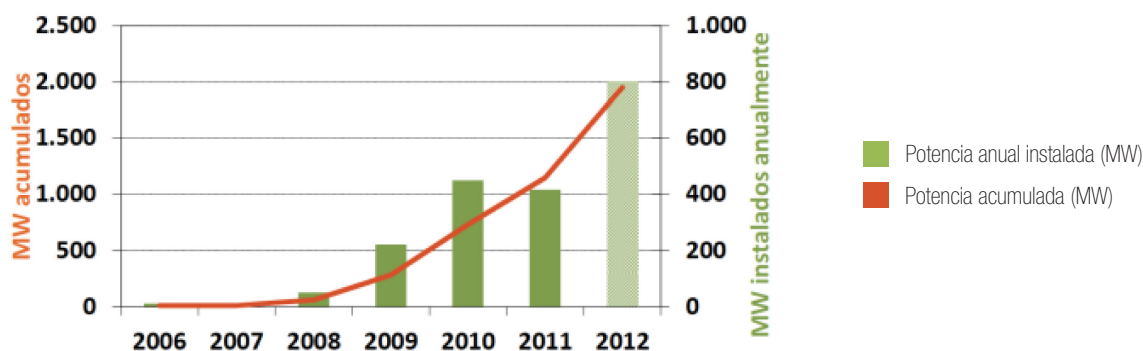


Figura 1.14 Evolución de la potencia solar termoeléctrica instalada en España. Fuente: BDFER/IDAE.

Las tecnologías para aprovechar la energía hidráulica están desarrolladas desde hace muchos años, y en estos momentos, tanto a nivel mundial como a nivel nacional, se están aprovechando todos los saltos que son razonablemente viables. En la Figura 1.15, se muestra la suma de la potencia hidráulica y minihidráulica instalada en el mundo. La suma de ambas llegó a 990 GW en el año 2012. En la Figura 1.16, se muestra la evolución de la potencia hidráulica y minihidráulica instalada en España durante el periodo comprendido entre 1998 y 2012. La suma de ambas llegó a 18700 MW en el año 2012.

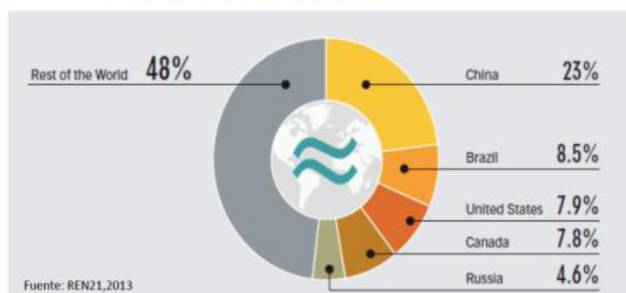


Figura 1.15 Potencia hidráulica y mini hidráulica instalada en el Mundo. Potencia total instalada en el mundo: 990 GW.

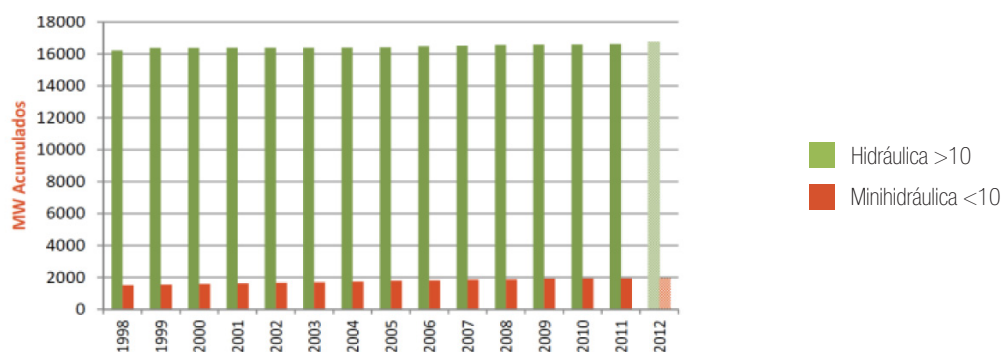


Figura 1.16 Evolución de la potencia hidráulica y mini hidráulica en España. Fuente: BDFER/IDAE.



La acumulación de energía hidráulica por medio de centrales reversibles se está aplicando en España desde la década de los años 70, y todo apunta que pueden jugar un papel importante para acumular la energía excedentaria producida por las energías renovables en las horas de máxima producción, y volcarla a la red en las hora de baja o nula radiación solar y/o viento en calma.



Figura 1.17 Evolución de la potencia solar térmica instalada en el mundo. Fuente: Sollar Heat Worldwide, 2013.

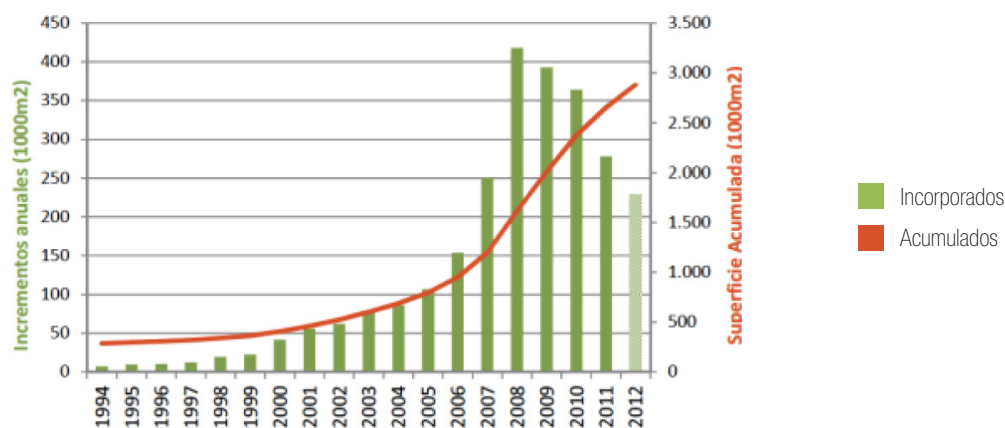


Figura 1.18 Evolución de la superficie de captadores solares térmicos instalados en España. Fuente: BDFER/IDAE.

Por lo que respecta al sector de la energía solar térmica, en China se está instalando del orden del 80% de la superficie total de captadores instalada en el mundo (Figura 1.17). En el año 2011 se instalaron a nivel mundial del orden de 46 000 MW<sub>th</sub> y de los cuales alrededor de 41.000 MW<sub>th</sub> fueron instalados en China. En España la superficie acumulada en el año 2012 llegó a 2.88 Mm<sup>2</sup> con un incremento de 229000 m<sup>2</sup> respecto al año anterior (Figura 1.18).

El sector de biocarburantes (etanol y biodiesel) también ha tenido un crecimiento importante. A nivel mundial (Figura 1.19) el crecimiento fue del 170% en los últimos cinco años, y en España (Figura 1.20) del orden de un 370%.

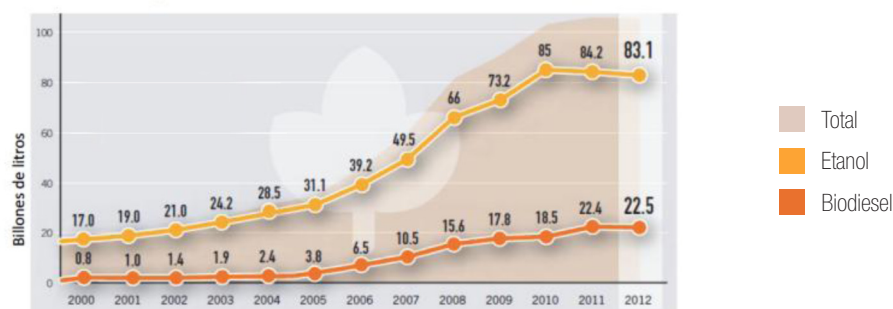


Figura 1.19 Evolución de la producción mundial de biocarburantes. Fuente: REN21, 2013.

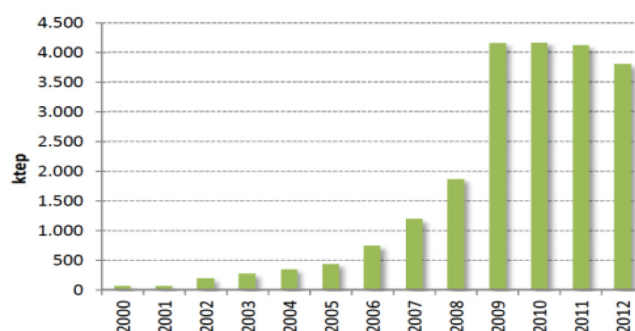


Figura 1.20 Evolución de la producción de biocarburantes en España. Fuente: BDFER/IDAE.

## 1.5. Desarrollo y perspectivas de las energías renovables

De la exposición realizada en las secciones anteriores puede concluirse que a escala mundial no solo existe un creciente consumo energético sino que además éste se lleva a cabo con un consumo creciente de fuentes de energía de origen fósil. En esta sección se hará un breve repaso de la situación y perspectivas actuales de sustitución de este tipo de fuentes de energía por otras renovables.



## 1.5.1. Plan de Energías Renovables 2011-2020

El Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020 fija las previsiones del gobierno español para cumplir con la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, la cual establece objetivos mínimos vinculantes para el conjunto de la Unión Europea y para cada uno de los Estados miembros.

Los objetivos globales y vinculantes establecidos en esta directiva son alcanzar una cuota del 20% de energías renovables sobre el consumo de energía final total y del 10% sobre el consumo de combustibles para el transporte. Este objetivo global del 20% se ha distribuido en objetivos individuales por estado miembro basados en criterios que tienen en cuenta las diferentes situaciones de partida, potencial de energías renovables y combinaciones energéticas posibles de cada uno. Dicha directiva obliga a España que para el año 2020 el aporte de energías renovables sea como mínimo del 20,8% sobre el consumo final bruto de energía.

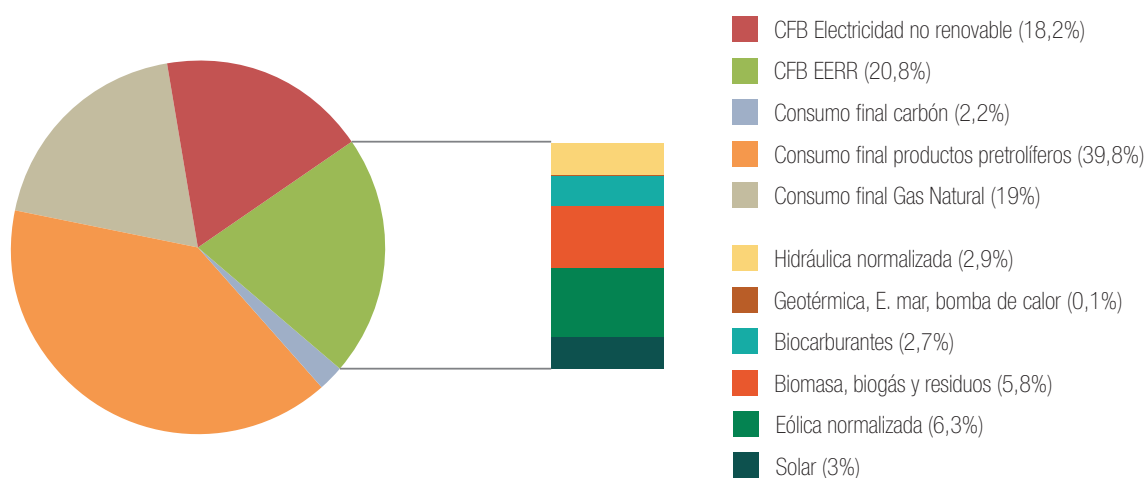


Figura 1.21 Estimación del consumo final de energía final bruta para el año 2020. Fuente: IDEA.

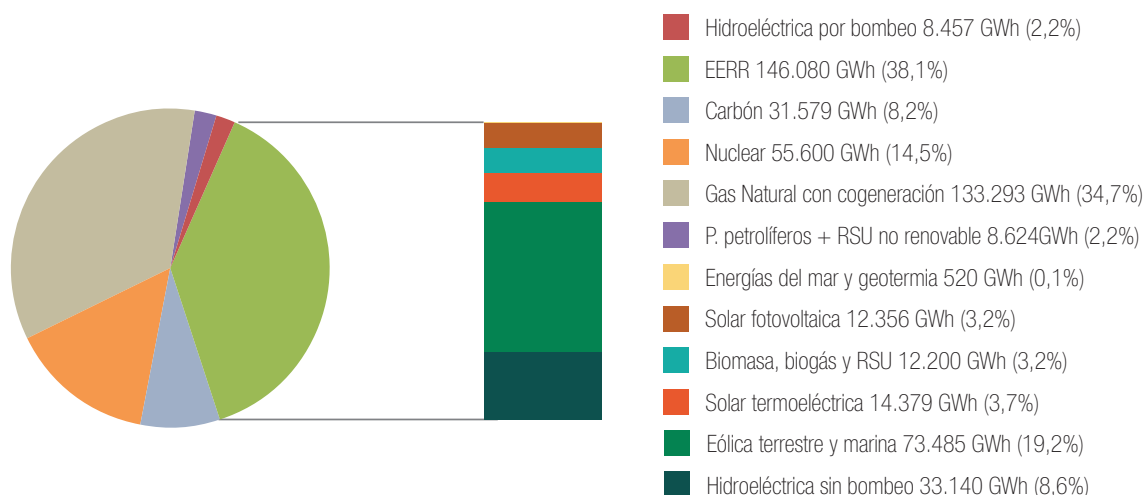


Figura 1.22 Estimación de la generación de electricidad en 2020. Fuente: IDAE.

En la Figura 1.21 se muestran las previsiones del consumo de energía final bruta para el año 2020 en función del tipo de fuente, y en la Figura 1.22 la previsión de generación bruta de electricidad en ese mismo año en función del tipo de fuente. Los objetivos sectoriales de producción de energía eléctrica, calor y frío, y transporte se muestran en las Tablas 1.2, 1.3 y 1.4, respectivamente.

Tabla 1.2. Objetivos sectoriales del PER 2011-2020 para la generación de energía eléctrica.

	2010		2020		Incremento
	GWh	GWh normalizados	GWh	GWh normalizados	GWh normalizados
<b>Hidroeléctrica sin bombeo</b>	42.215	31.614	33.140	32.814	1.200
<1 MW sin bombeo	802	601	843	835	234
1-10 MW sin bombeo	5.432	4.068	5.749	5.692	1.625
>10 MW sin bombeo	35.981	26.946	26.548	26.287	-659
<b>Por bombeo</b>	3.106	-	8.457	-	5.352
<b>Geotérmica</b>	0	-	300	-	300
<b>Solar fotovoltaica</b>	6.279	-	12.356	-	6.077
<b>Solar termoeléctrica</b>	691	-	14.379	-	13.688
<b>Electricidad hidrocinética, del oleaje, maremotriz</b>	0	-	220	-	220
<b>Eólica en tierra</b>	43.708	42.337	71.640	70.734	28.398
<b>Eólica marina</b>	0	0	1.845	1.822	1.822
<b>Biomasa, RSU, biogás</b>	4.228	-	12.200	-	7.972
<b>Biomasa sólida</b>	2.820	-	8.100	-	5.280
<b>RSU</b>	663	-	1.500	-	837
<b>Biogás</b>	745	-	2.600	-	1.855
<b>Total sin bombeo</b>	<b>97.121</b>	<b>85.149</b>	<b>146.080</b>	<b>144.825</b>	<b>59.676</b>

La energía generada con renovables aumenta un 70%. Sin gran hidráulica, se incrementa un 100%.

Tabla 1.3. Objetivos sectoriales del PER 2011-2020 para la producción de calor/frío.

	2010	2020	Incremento
<b>Energía geotérmica</b> (excluyendo el calor geotérmico de temperatura baja en aplicaciones de bomba de calor)	3,8	9,5	5,7
<b>Energía solar térmica</b>	183	644	461
<b>Biomasa</b>	3.729	4.653	924
<b>Sólida</b> (incluye residuos)	3.695	4.553	858
<b>Biogás</b>	34	100	66
<b>Energías renovables a partir de bombas de calor</b>	17,4	50,8	33,4
<b>Aerotérmica</b>	5,4	10,3	4,9
<b>Geotérmica</b>	12	40,5	28,5
<b>Total</b>	<b>3.933</b>	<b>5.357</b>	<b>1.424</b>
ERR sobre el consumo final de energía y calefacción y refrigeración en 2020: 17,3%			

Entre 2010 y 2020, el consumo de energías renovables en el sector calefacción, refrigeración se incrementa un 36%.

Tabla 1.4. Objetivos sectoriales del PER 2011-2020 para el sector del transporte.

	2010	2020	Incremento
<b>Bioetanol/BIO-ETBE</b>	226	400	174
<b>Biocarburantes del artículo 21.2<sup>1</sup></b>	0	52	52
<b>Biodiesel</b>	1.217	2.313	1.096
<b>Biocarburantes del artículo 21.2<sup>1</sup></b>	5	200	195
<b>Electricidad procedente de fuentes renovables</b>	96	501	406
<b>Transporte por carretera</b>	0	122	122
<b>Transporte no por carretera</b>	96	380	284
<b>Total</b>	<b>1.538</b>	<b>3.214</b>	<b>1.677</b>
<sup>1</sup> Artículo 21, Apartado 2 de la Directiva 2009/28/CE: biocarburantes obtenidos a partir de desechos, residuos, materias celulósicas no alimentarias y material lignocelulósico.			
ERR sobre el consumo final de energía en el transporte en 2020: 11,3% (biocarburantes 9,2%; coche eléctrico 0,9%; ferrocarril 1,2%)			

Entre 2010 y 2020, el consumo de energías renovables en el transporte se incrementa un 109%.

## 1.5.2. Competitividad de las energías renovables

Con el actual grado de desarrollo tecnológico de la explotación de fuentes de energía renovable, la principal barrera a su uso masivo es de tipo económico. En la Figura 1.23 se muestra la evolución prevista del coste de generación de energía eléctrica a partir de la energía eólica y solar, y en la Tabla 1.5 la estimación de los costes fijos y variables de la producción de energía eléctrica en centrales de ciclo combinado (IDAE, 2011).

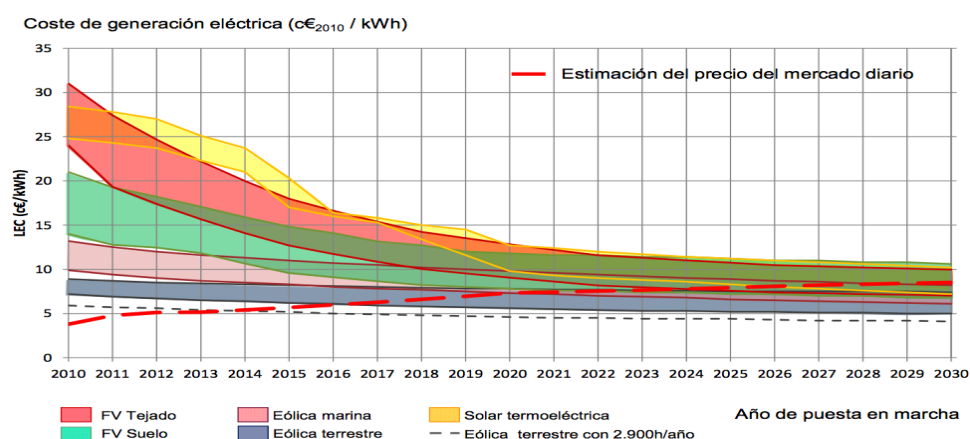


Figura 1.23 Estimación de la evolución de los costes de generación de energía eléctrica con tecnología eólica y solar, y del precio del mercado eléctrico.  
Fuente: IDAE

Tabla 1.5 Estimación de los costes totales y variables de la producción de energía eléctrica con centrales de ciclo combinado. Fuente: IDAE, 2011.

		Unidades	2020	2030
Costes variables	Precio Gas Natural	€/MWh	27,5	31,9
	Rendimiento CC (PCI)	%	53,3	53,3
	Coste del combustible	€/MWh	57,3	66,5
	Precio del CO <sub>2</sub>	€/MWh	25,0	30,0
	Coste del CO <sub>2</sub>	€/MWh	10,0	12,0
	Coste OM variable	€/MWh	2,5	2,5
	Coste ATR variable	€/MWh	1,2	1,2
	Peaje de generación	€/MWh	0,5	0,5
Total costes variables		€/MWh	71,5	82,7
Costes fijos	Horas de funcionamiento	horas	2.765	3.000
	Amortización unitaria	€/MWh	20,3	18,7
	Coste OM fijo	€/MWh	4,7	4,3
	Coste ATR fijo	€/MWh	9,2	8,5
	Total costes fijos	€/MWh	34,2	31,5
Costes totales		€/MWh	105,7	114,2

Según el IDAE (2011), la estimación de entrada en competitividad de las tecnologías de producción de energía eléctrica con energías renovables teniendo en cuenta la estimación del precio del mercado de la energía eléctrica son las siguientes: minihidráulica en 2015; eólica terrestre en 2017; eólica marina en 2020; fotovoltaica en suelo en 2023; geotérmica convencional en 2024; solar termoeléctrica en 2026; energía del mar en 2026; biomasa b.8.2 en 2027; residuos en 2028; biogás  $>50 \text{ Nm}^3/\text{m}^3$ , biomasa b.6.2, b.6.3, b.8.1, geotermia estimulada (EGS), biogás  $>30 \text{ Nm}^3/\text{m}^3$ , biomasa b.6.1 y biogás  $>12 \text{ Nm}^3/\text{m}^3$  a partir del 2030.

El coste de la tecnología solar termoeléctrica a partir del año 2020 se aproximará al coste de la fotovoltaica y al de la energía eólica. Aunque continua siendo ligeramente superior, la posibilidad de almacenar energía fácilmente permite suministrar energía durante las 24 horas del día y tener un control sobre la energía suministrada. Esto facilita el control de la red eléctrica nacional y además, el precio de la energía suministrada en horas punta es superior al precio medio del mercado.

### 1.5.3. Integración de las energías renovables en la red eléctrica

Las previsiones de producción de energía eléctrica para el año 2020 con energías renovables que permitan tener control sobre la energía suministrada a la red son: hidráulica 32 814 GWh; geotérmica 300 GWh; biomasa 7 972 GWh. Estas producciones se pueden considerar suficientes para cubrir del orden del 38% de la energía eléctrica con energía renovable, pero es insuficiente para proyectos más ambiciosos que pretendan cubrir del orden del 80-90% de la energía eléctrica con energías renovables.

Con los objetivos actuales para el 2020 que suponen que el 20% de la energía consumida sea de origen renovable, en algunos casos la producción horaria con energía eólica y fotovoltaica, será superior a la demanda de energía eléctrica total. Para evitar este problema hay que o bien desarrollar más las tecnologías de almacenamiento de energía, o bien limitar la potencia de eólica y fotovoltaica y desarrollar la termoeléctrica con almacenamiento térmico.

Dentro de las tecnologías de almacenamiento de energía a gran escala, las más desarrolladas son las de energía potencial con centrales hidráulicas reversibles, y las sales fundidas en centrales solares termoeléctricas.

En la Figura 1.24, se muestran las principales tecnologías de almacenamiento sobre las que se está trabajando, y en la tabla 1.6 el grado de desarrollo en el que se encuentran, así como los pros y contras de cada una de estas tecnologías.

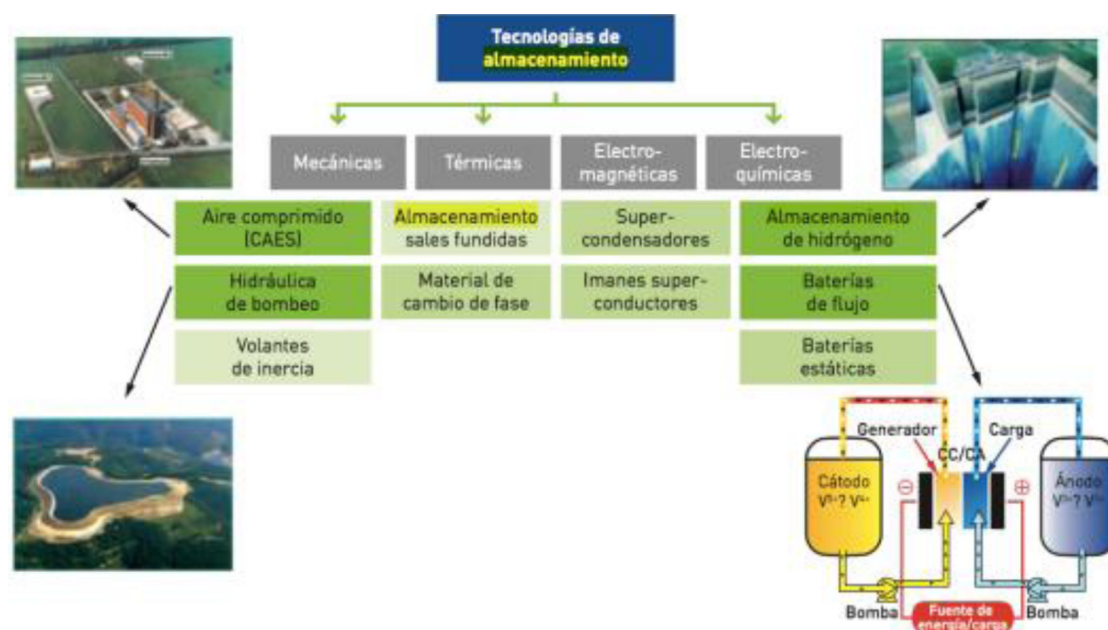


Figura 1.24 Tecnologías de almacenamiento de energía Fuente: IDAE-BCG.

Tabla 1.6 Grado de desarrollo de las tecnologías de almacenamiento de energía  
Fuente: IDAE-BCG, A-CAES: Adiabatic Compressed Air Energy Storage ; CAES: Compressed Air Energy Storage.

	Madurez tecnológica	Coste de la energía	Limitaciones del emplazamiento	Oposición pública	Apoyo político
(A)-CAES	Parcialmente madura	Superior en la mayoría de las aplicaciones	La mayoría de países desarrollados pueden construir cisternas de almacenamiento subterráneo	Se espera que la oposición sea leve	La mayoría de países desarrollados están financiando proyectos de I+D en todas las tecnologías.
Hidrógeno	Debe demostrarse a gran escala	Superior sólo a gran escala y a largo plazo	Sin requisitos geológicos concretos	Poclas opciones sobre seguridad, pero los proyectos de referencia son seguros	EEUU: Proyecto de ley presentado al Congreso que define un 20) de créditos fiscales a la inversión para instalaciones de almacenamiento
Baterías de flujo		Superior sólo a pequeña escala y a corto plazo		Pocas objeciones medioambientales, excepto el vertido de productos químicos	UE: Alemania eliminó la tarifa por el uso de la red para las instalaciones de almacenamiento
Hidráulica de bombeo	Madura	Competitiva en costes según ubicación	Europa dispone de emplazamientos (barreras ambientales entre países)	Pocas objeciones medioambientales, profundo impacto en el paisaje	OM: sin medidas conocidas

Ventaja relativa a la tecnología  
 Desventaja relativa a la tecnología

Una alternativa al almacenamiento de energía, es la producción de energía eléctrica con biomasa procedente de la limpieza de bosques, residuos agrícolas o de la industria agroalimentaria. La energía eléctrica procedente de la biomasa, no tiene problemas técnicos para integrarla dentro de los sistemas convencionales. Los problemas están en desarrollar una tecnología que permita la producción de energía eléctrica a precios competitivos, y disponer de suficiente superficie de cultivo y/o de bosques.

La agro-energía que puede ser una de las opciones de producción de biomasa, tiene una gran presión social por entrar en competencia con la producción alimentos, pero puede que estemos ante un debate ficticio. Sería necesario cuantificar el número de hectáreas que no se utilizan para la producción de alimentos y la energía neta que se puede extraer de cada hectárea en función del tipo de terreno y del clima donde se encuentre.

La producción de energía eléctrica con biomasa permite tener control sobre la energía suministrada a la red, y cubrir los huecos que se producen por fenómenos naturales en la producción de energía eléctrica con plantas solares y eólicas. Para integrar la producción de energía eléctrica con biomasa con la plantas de energía solar termoeléctrica, están en fase de desarrollo nuevas tecnologías de plantas solares termoeléctricas híbridadas con biomasa procedente de la agro-energía y de la limpieza de bosques.

En diciembre de 2013 entró en explotación comercial la primera planta comercial de energía solar termoeléctrica híbridada con biomasa procedente de la agroenergía y de limpieza de los bosques. Dicha planta está instalada en Borges Blanques (Lleida) con una potencia de 25 MW<sub>e</sub> brutos y 22.5 MW<sub>e</sub> netos.

## 1.6. Consumo energético en el sector terciario

En los apartados anteriores se ha puesto de relieve que para reducir el impacto provocado por el consumo de energía de origen fósil es importante la creciente introducción de sistemas basados en fuentes renovables. El segundo pilar importante en el actual escenario energético es la reducción de la intensidad del consumo energético mediante el empleo de medidas de ahorro energético en todos los sectores de nuestra sociedad.

El sector terciario, con un consumo del orden del 28% del consumo total de energía, es uno de los sectores con más potencial de ahorro en el consumo de energía y de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Al tener demanda de energía eléctrica, calefacción y/o refrigeración, y poder cubrir la demanda de calefacción con temperatura de agua inferior a 45°C, y la demanda de refrigeración con temperaturas de agua superior a



7°C, se pueden aplicar tecnologías distintas a las que se pueden aplicar en el sector industrial donde se requieren habitualmente temperaturas de agua caliente superiores a 45°C, y de agua fría inferiores a 7°C.

Dentro del sector terciario, la climatización con un consumo del orden de 60% del total, supone uno de los elementos con mayor potencial para reducir el consumo de energía y las de emisiones de gases de efecto invernadero asociados a este sector.

Para reducir el consumo de energía en la climatización, hay dos líneas básicas de actuación:

- a. Aplicación de medidas pasivas;
- b. Mejorar la eficiencia energética de los sistemas de climatización.

La aplicación de medidas pasivas está muy ligada a la fase de construcción del edificio, mientras que las actuaciones para mejorar la eficiencia energética de los sistemas de climatización, se pueden aplicar tanto en la fase de construcción del edificio como en los edificios ya construidos.

La forma más eficaz de mejorar la eficiencia de los sistemas de climatización es mejorar la eficiencia energética de los sistemas más habituales, bombas de calor aire/agua y agua/agua. Esto se puede conseguir bajando la temperatura de condensación y/o subiendo la temperatura de evaporación.

Para que las bombas de calor puedan trabajar bajas temperaturas de condensación (35°C modo calefacción) y a alta temperatura de evaporación (15°C en modo refrigeración), deben estar integradas en sistemas de climatización que incluyan nuevas tecnologías de climatización (radiadores de baja temperatura, suelos radiantes, techos fríos, vigas frías con y sin inducción, fancoils, difusores por desplazamiento y rotacionales, etc.). El equilibrio entre el confort conseguido en el edificio y la eficiencia energética del sistema de climatización, va a depender de la integración adecuada entre la bomba de calor y el sistema de climatización elegido.

En el sector terciario se pueden aplicar sistemas de poligeneración de pequeña potencia como alternativa a los sistemas centralizados de generación de energía eléctrica, y a los sistemas convencionales de generación de calor y refrigeración.



## 1.7. Tecnologías para la producción de electricidad, frío y calor

### 1.7.1. Descripción

La reducción del consumo de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero, va a depender entre otros factores, del sector donde se aplique: industria, transporte o sector terciario. El modelo centralizado de generación de energía eléctrica que se ha mantenido durante las últimas décadas, se enfrenta en la actualidad a una serie de problemas de índole económicos, técnicos y medioambientales, que requieren la modernización de dicho sistema.

El incremento de los precios de la energía primaria (gas natural, petróleo, carbón etc...) junto con la presión que ejerce la sociedad sobre el impacto medioambiental que origina la producción de energía eléctrica por los métodos actuales y, el agotamiento de las fuentes de energías convencionales, son razones más que suficientes para valorar otras forma de generación de energía eléctrica, tales como la generación distribuida donde la generación se encuentra cerca del consumo final.

La tecnología de generación distribuida es cada vez más fiable y eficiente. Además, al situar la generación cerca de los puntos de consumo, se reducen las pérdidas de energía eléctrica en las líneas de distribución. El desarrollo de las tecnologías de generación distribuida y de los sistemas IES presenta importantes oportunidades para su implantación en edificios. El sector de la edificación tiene un gran potencial para aplicar la generación distribuida a pequeña escala (hoteles, hospitales, viviendas, etc), donde la demanda simultanea de energía eléctrica, calefacción y/o refrigeración, permite la instalación de sistemas de cogeneración con microturbinas de gas y/o motores de combustión interna, junto con la posibilidad de emplear biomasa como combustible en estos sistemas.

El rendimiento global de las tecnologías de cogeneración (electricidad + calor) con potencias inferiores a 100 kW, es del orden del 75-80%. Es importante remarcar que aunque se habla de rendimiento global, desde el punto de vista económico el valor de la energía eléctrica, es del orden de a 3 o 4 veces superior al valor de la energía térmica.

Los sistemas de producción de energía solar termoeléctrica se han empezado a aplicar con resultados satisfactorios en centrales de gran potencia (varios MW). Pasar a centrales termoeléctricas de pequeña potencia (<1 MW) para aplicarlas en el sector terciario donde se puede aprovechar la energía de condensación para calefacción/

refrigeración, puede ser una opción viable muy interesante.

Las aplicaciones de energía solar térmica para calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) es una opción interesante, pero tiene el problema de la simultaneidad entre la producción y la demanda. Si se dimensiona el sistema de captación para que cubra toda la demanda de calefacción, hay muchas horas al año en los que la producción de energía solar térmica es superior a la demanda. Una forma de optimizar los sistemas de captación solar pasa por acoplar dichos sistemas con: máquinas de absorción para producción de agua fría para refrigeración; motores vapor o ORC para producción de energía mecánica/eléctrica.

Los sistemas de poligeneración a pequeña escala, en un futuro próximo también pueden ser una opción interesante para ahorrar energía en los barcos de pesca y también de transporte de personas y mercancías. En esta última aplicación, además del consumo de energía del motor que acciona la hélice (gasóleo/propano), hay una demanda de energía eléctrica para: iluminación, y alimentación de equipos y sistemas necesarios para el control del barco. En dichos barcos también hay una demanda de calefacción/refrigeración para acondicionar los espacios ocupados por la tripulación y los pasajeros, y una demanda de agua potable que se puede obtener por medio de desalinización de agua de mar. En los barcos de pesca, aparte del consumo de los motores principales, hay una demanda de frío para la congelación y/o refrigeración del pescado.

En poblaciones próximas al mar sería posible utilizar el agua de mar como foco/sumidero de calor (Figura 1.25).

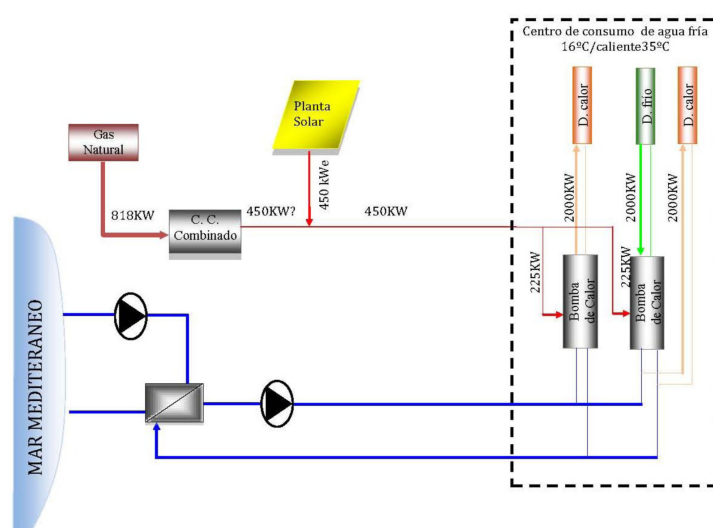


Figura 1.25 Propuesta como alternativa a la red de distrito.

Utilizando el agua de mar como sumidero/foco de calor y aplicando sistemas de calefacción/refrigeración con suelos radiantes/refrescantes, y teniendo en cuenta la temperatura del agua del mar (Figura 1.26), la diferencia de temperatura entre el agua del condensador y la del evaporador de la bomba de calor para producir agua caliente es de 23°C en el caso más desfavorable (meses de invierno), y de 10°C en el caso más desfavorable para producir agua fría (meses de verano).

Con estas condiciones de trabajo, se pueden encontrar en el mercado bombas de calor de compresión con valores del COP estacional del orden de 8 o superior. Si a estos valores de COP tan favorables le sumamos que en ciertas instalaciones puede haber demanda simultánea de agua fría y agua caliente, en los que la función de la bomba de calor sería pasar calor de la zona a refrigerar, a la zona a calefactar, nos encontramos ante una situación muy interesante que habría que valorar y estudiar su viabilidad tanto desde el punto de vista de eficiencia energética como desde el punto de vista económico. Por ejemplo, con una potencia eléctrica de 450 kW, se pueden suministrar 4000 kW para calefacción y 2000 kW para refrigeración ( $COP_{global}=13$ ).

Este sistema tiene la ventaja que permite utilizar la energía eléctrica producida con energía eólica o con solar fotovoltaica (las energías renovables más desarrolladas) para cubrir las demandas de calefacción y refrigeración con el respaldo de la energía eléctrica convencional.

### T. Agua del mar en Tarragona

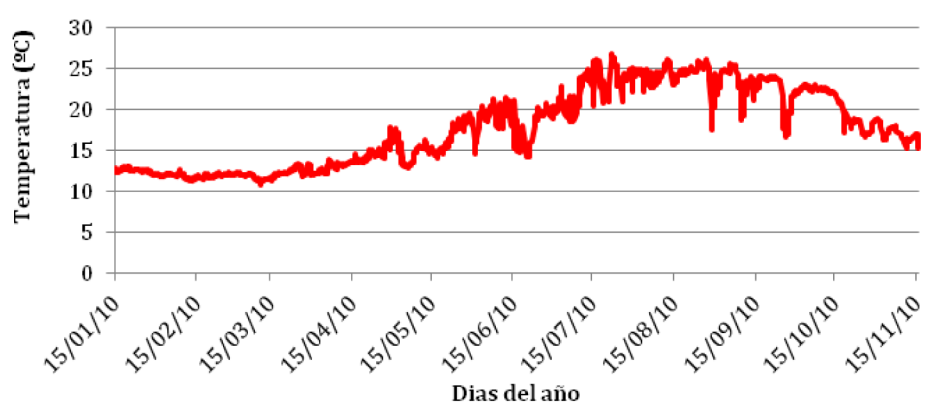


Figura 1.26 Temperatura del mar en Tarragona

## 1.7.2. Sistemas de trigeneración de pequeña potencia versus sistemas centralizados convencionales

Tal como se ha mencionado anteriormente, los sistemas de trigeneración en edificios pueden ser una alternativa interesante frente a los sistemas convencionales de producción de energía. En este apartado se presenta una estimación simplificada de la viabilidad de los sistemas de trigeneración frente a los sistemas convencionales.

Para estimar la viabilidad de los sistemas de trigeneración se pueden considerar diversas tecnologías o equipos. La comparación se ha realizado suponiendo que los rendimientos de los equipos son los siguientes:

- a. Rendimiento eléctrico de las microturbinas de gas de hasta 100 kW es del 30% y la eficiencia global del 80% (Moya, 2011);
- b. Rendimiento eléctrico de los MACI <100 kW es del 40% y la eficiencia global del 80%;
- c. Rendimiento eléctrico de las Centrales del Ciclo Combinado (CC) es del 55%;
- d. Rendimiento de las calderas de gas es del 90%;
- e. Las pérdidas en la red eléctrica son del 5%;
- f. El COP de los equipos de refrigeración por compresión es de 5;
- g. El COP de las enfriadoras de absorción (simple efecto) es de 0.7

La comparación se puede también realizar en base a tres posibles niveles de la temperatura requerida para el agua caliente: a) temperaturas superiores a 90°C, b) temperaturas comprendidas entre 45°C y 90°C, y c) temperaturas inferiores a 45°C. Los resultados se muestran a continuación.

## 1.7.3. Cogeneración con demanda de calor a temperaturas superiores a 90°C

Para temperaturas superiores a 90°C, los sistemas comerciales de cogeneración están basados en turbinas de gas (TG) y motores de combustión interna (MCI) de pequeña potencia. Los MCI quedan prácticamente descartados por la complejidad que supone aprovechar simultáneamente la energía térmica de las camisas de los motores (el 50% total de energía térmica recuperable) y de los gases de escape.

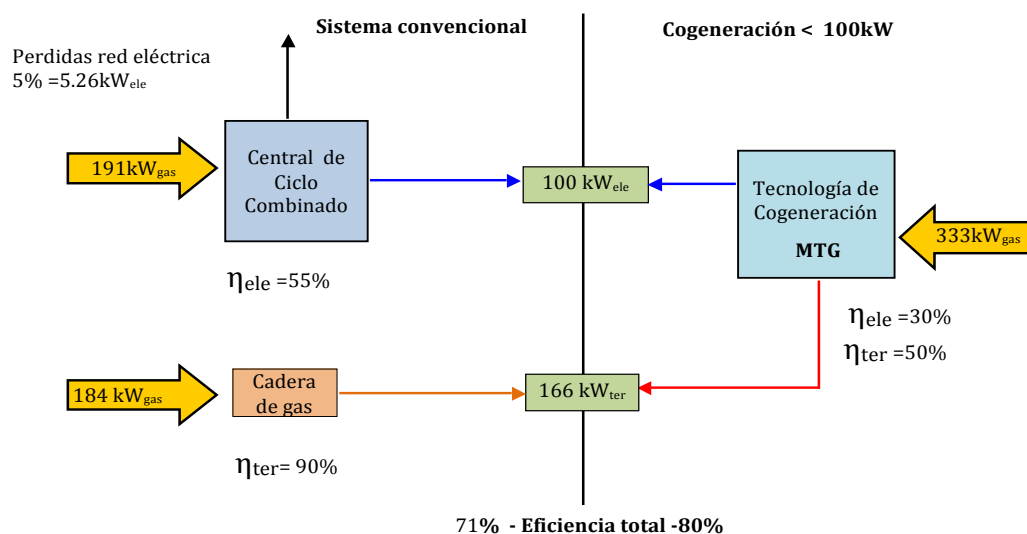


Figura 1.27 Generación de energía eléctrica y calor con cogeneración (MTG), y con sistema convencional (central ciclo combinado y caldera de gas).  
 Temperatura del agua caliente  $> 90^{\circ}\text{C}$

En la Figura 1.27 se compara la eficiencia global de un sistema de cogeneración que produce energía eléctrica y agua caliente a temperaturas superiores a  $90^{\circ}\text{C}$  con una microturbina de gas (MTG) de pequeña potencia ( $100 \text{ kW}$ ), con los de un sistema convencional que produce agua caliente a la misma temperatura.

En la Figura 1.28 se compara la eficiencia global de un sistema de cogeneración que produce energía eléctrica y agua fría a  $7^{\circ}\text{C}$  con una MTG de pequeña potencia ( $100 \text{ kW}$ ) y tecnología de refrigeración por absorción, con la de un sistema convencional que produce agua fría a la misma temperatura con un equipo de refrigeración por compresión.

En los procesos en los que se requiere energía eléctrica y térmica a una temperatura superior a  $90^{\circ}\text{C}$ , con los sistema de cogeneración de pequeña potencia ( $< 100 \text{ kW}$ ), se consigue un ahorro del orden de un  $9\%$  en el consumo de energía primaria. En cambio, si la demanda que hay que cubrir es energía eléctrica y agua fría ( $7^{\circ}\text{C}$ ), el consumo de energía primaria con el sistema de cogeneración es del orden de un  $40\%$  superior al consumido con el sistema convencional.

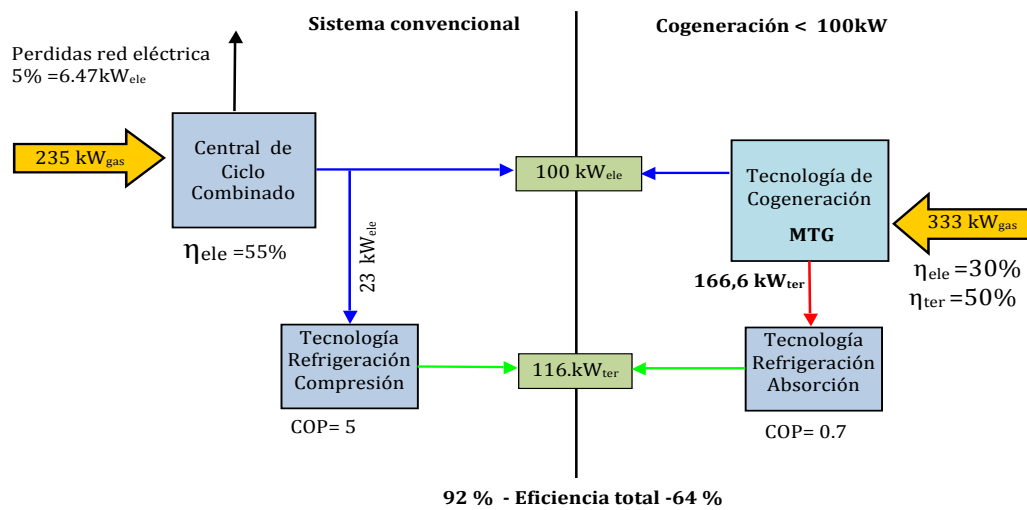


Figura 1.28. Generación de energía eléctrica y frío con cogeneración (MTG y tecnología de absorción) y con sistema convencional (central ciclo combinado y tecnología de compresión).

### 1.7.4. Cogeneración con demanda de agua caliente entre $45^{\circ}\text{C}$ y $90^{\circ}\text{C}$

En los procesos que requieren temperaturas de agua caliente comprendidas entre  $45^{\circ}\text{C}$  y  $90^{\circ}\text{C}$ , se puede aprovechar el agua caliente de las camisas de los motores, en cuyo caso las plantas de cogeneración de pequeña potencia con dichos motores son energéticamente más eficiente que con microturbina de gas.

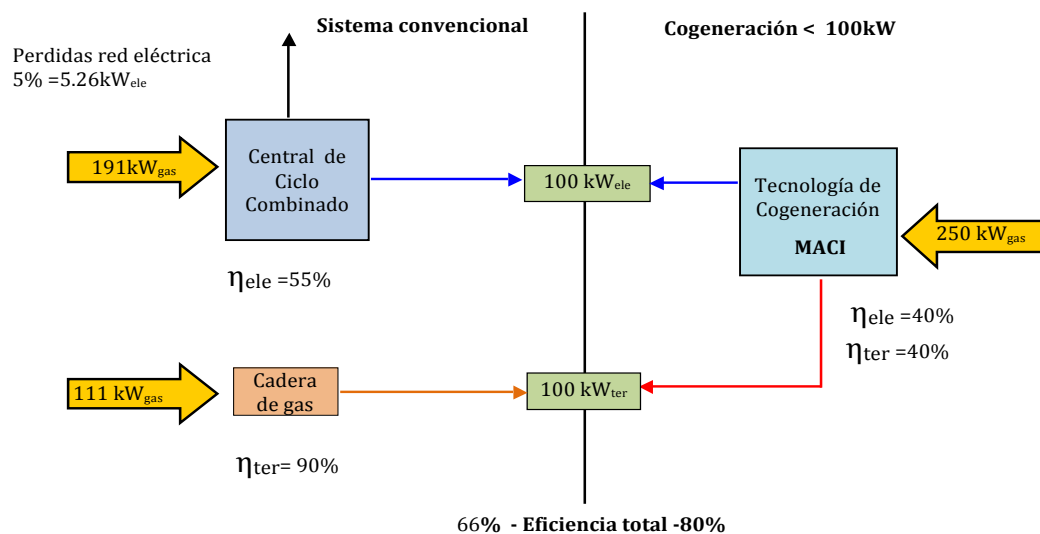


Figura 1.29. Generación de energía eléctrica y calor con motores de combustión y con sistema convencional (central ciclo combinado y caldera de gas). Temp agua caliente :  $45^{\circ}\text{C} < T < 90^{\circ}\text{C}$ .

En la Figura 1.29 se compara la eficiencia global de un sistema de cogeneración con un motor de combustión interna de pequeña potencia que produce energía eléctrica y agua caliente entre 45°C y 90°C, con respecto a un sistema convencional que produce agua caliente a la misma temperatura.

En la Figura 1.30, se compara la eficiencia global de un sistema de cogeneración que produce energía eléctrica y agua fría a 7°C con un motor de combustión de pequeña potencia (potencia 100 kW) y una enfriadora de absorción, con la de un sistema convencional que produce agua fría a la misma temperatura con un equipo de refrigeración por compresión. En los procesos con demanda de energía eléctrica y de energía térmica a una temperatura comprendida ente 45°C y 90°C, con los sistemas de cogeneración de pequeña potencia puede conseguirse ahorros del orden de un 14% en energía primaria. En cambio, si la demanda que hay que cubrir es de energía eléctrica y de agua fría, el consumo de energía primaria con el sistema de cogeneración es del orden de un 15 % superior al requerido con el sistema convencional.

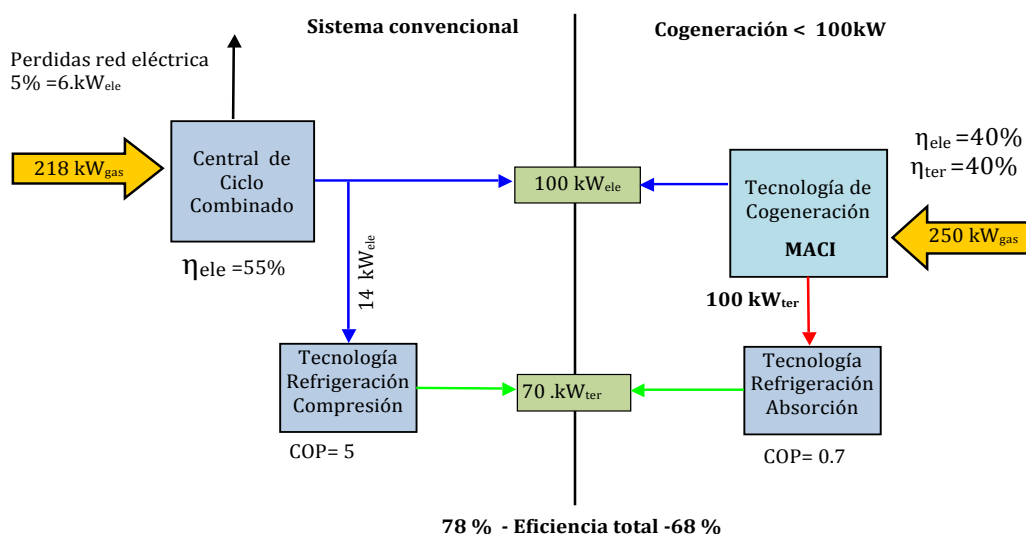


Figura 1.30 Generación de energía eléctrica y frío con cogeneración (MACI) y tecnología de absorción), y con sistema convencional (central ciclo combinado y tecnología de compresión).

### 1.7.5. Cogeneración con demanda de energía térmica a menos de 45°C

En los procesos que requieren una temperatura de agua caliente inferior a 45°C, las tecnologías de cogeneración comercial de pequeña potencia, que pueden utilizarse son las mismas que para temperaturas comprendidas entre 45°C y 90°C. Pero en este

caso el sistema convencional es más eficiente al generar el agua caliente con bombas de calor de compresión en vez de generarla con caldera de gas.

En la Figura 1.31 se comparan los rendimientos globales de un sistema de cogeneración que produce energía eléctrica y agua caliente a 45°C con motores de pequeña potencia, con los rendimientos globales de un sistema convencional que produce el agua caliente a la misma temperatura con una bomba de calor de compresión.

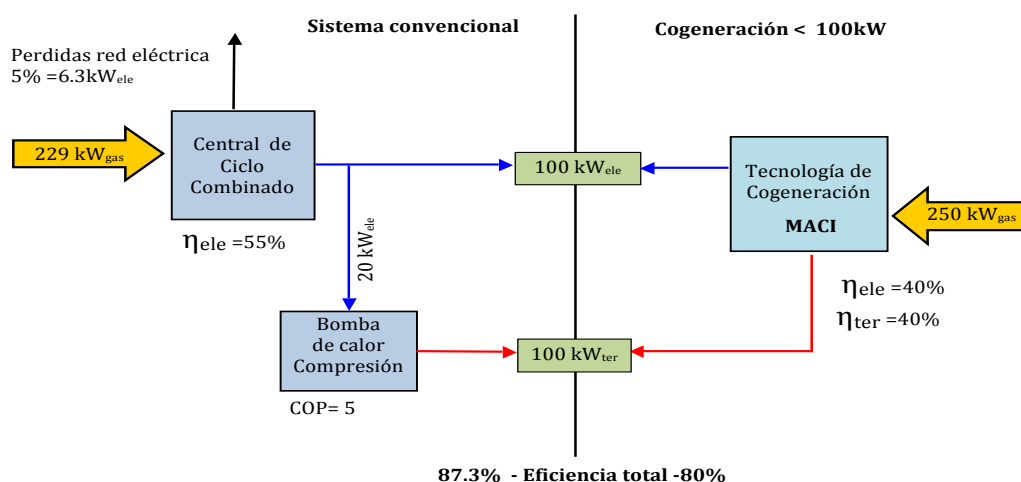


Fig 1.31 Generación de energía eléctrica y calor con cogeneración (MACI), y con sistema convencional (central ciclo combinado y bomba de calor). T. agua caliente :  $T < 45^{\circ}\text{Cv}$ .

En la Figura 1.32 se compara la eficiencia global de un sistema de cogeneración que produce energía eléctrica y agua fría a 7°C con un motor de pequeña potencia y una enfriadora de absorción, con los de un sistema convencional que produce agua fría a la misma temperatura con un equipo de refrigeración por compresión.

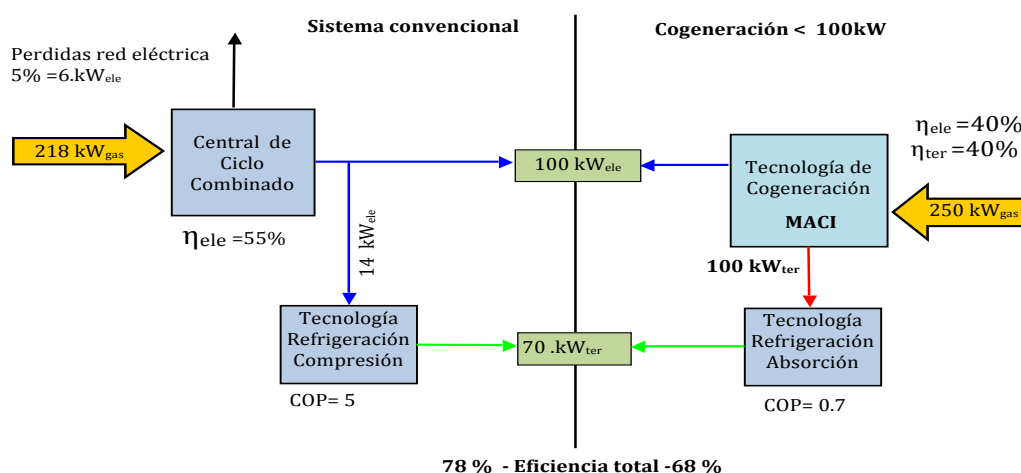


Figura 1.32 Generación de energía eléctrica y agua fría con motores de cogeneración y tecnología de absorción, y con sistema convencional (central ciclo combinado y tecnología de compresión).



En los procesos con demanda de energía eléctrica y térmica a una temperatura inferior a 45°C, el consumo de energía primaria con un sistema de cogeneración de pequeña potencia es del orden de un 9% superior al de los sistemas convencionales produciendo el agua caliente con un sistema de bomba de calor por compresión. Si la demanda que hay que cubrir es energía eléctrica y agua fría a 7°C, el consumo de energía primaria es en este caso del orden de un 15% superior al consumo de un sistema convencional.

En la Tabla 1.7, se muestra la eficiencia global de los sistemas convencionales y de los sistemas de cogeneración de pequeña potencia, para una demanda de agua fría a 7°C y para distintas temperaturas de agua caliente. Los sistemas de cogeneración son más eficientes para temperaturas de agua caliente > 45°C (límite de temperatura de agua caliente con una bomba de calor por compresión), y son menos eficientes para temperaturas de agua caliente < 45°C y para producción de agua fría para climatización (7°C).

Tabla 1.7 Comparación de los sistemas de cogeneración de pequeña potencia (<100kW) con los sistemas convencionales (Central de ciclo combinado, caldera de gas y tecnología de compresión).

		Rango de Temperatura del Agua Caliente					
		T>90°C		T>45°C<90°C		T<45°C	
	Tipo Cogeneración	EE+AGC	EE+Agf	EE+AGC	EE+Agf	EE+AGC	EE+Agf
Sistema Convencional	Producción de energía eléctrica	CECC	CECC	CECC	CECC	CECC	CECC
	Producción de agua caliente	Caldera de gas		Caldera de gas		Tecnología de compresión	
	Producción de agua fría	Tecnología de compresión		Tecnología de compresión		Tecnología de compresión	
	Rendimiento global (%)	72	92	68	78	87	78
Cogeneración de pequeña potencia <100kW	Producción de energía eléctrica	MTG	MTG	MACI	MACI	MACI	MACI
	Producción de agua caliente	Gases escape		Gases escape + AC. camisas		Gases escape + AC. camisas	
	Producción de agua fría	Tecnología de absorción		Tecnología de absorción		Tecnología de absorción	
	Rendimiento global (%)	80	65	80	68	80	86

EE+Agc: Cogeneración con demanda de Energía Eléctrica y agua caliente.; EE+Agf : Cogeneración con demanda de Energía Eléctrica y agua fría; TG: Turbinas de Gas MACI: Motores Alternativos de Combustión Interna.; CECC: Centrales Eléctricas de Ciclo Combinado.

## 1.8. Aplicación de las energías renovables en el sector terciario

Se ha mostrado en las secciones anteriores que los sistemas de generación de energía en edificios son una opción interesante para el ahorro energético. Este ahorro aún podría incrementarse con la integración de las fuentes de energías renovables en estos sistemas. Las tecnologías más desarrolladas basadas en el empleo de energías renovables en el sector terciario son:

- a. Solar térmica con equipo de refrigeración por absorción;
- b. Bombas de calor geotérmicas;
- c. Solar fotovoltaica con equipo de refrigeración por compresión;
- d. Calderas de biomasa.

En fase de desarrollo para la integración con plantas solares térmicas, calderas de biomasa y plantas de cogeneración, se encuentran también:

- a. Los motores ORC;
- b. Los motores Stirling;
- c. Los motores de vapor.

### 1.8.1. Integración de los sistemas de generación de frío y calor con energías renovables en el sector terciario

Las tecnologías para la producción de frío y calor con energías renovables se pueden integrar sin problemas dentro de los sistemas de producción de energía en edificios. Los límites de su aplicación vienen determinados sobre todo por el coste de generación más que por limitaciones tecnológicas.

La producción de energía térmica con energías renovables para su aplicación en el sector terciario, prácticamente queda limitada a: plantas solares térmicas, bombas de calor geotérmicas y calderas de biomasa. El coste de generación (c€/kwh) de cada una de estas tecnologías, depende del tipo de instalación donde se aplique y del tamaño de la instalación.

En la Figura 1.33, se muestra la evolución prevista de los precios de generación de calor para instalaciones residenciales. Para las plantas solar térmica y bombas de calor geotérmicas, el límite superior corresponde a plantas de 10 kW y el inferior a plantas de 300 kW.

Para fijar los límites se asume que las bombas de calor trabajan 1.500 horas equivalentes anuales, y la planta solar térmica 1.000 horas equivalentes anuales. Para calderas de biomasa, el rango de los costes corresponden a una caldera de 500 kW funcionando 1.500 horas equivalentes anuales y viene también determinado por el precio de la biomasa: 160 €/t para el límite superior y 106 €/t para el límite inferior.

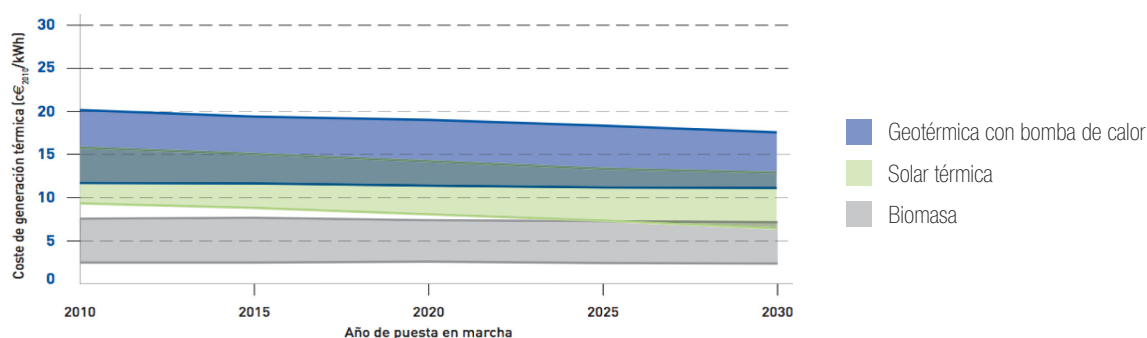


Figura 1.33 Evolución prevista de coste de generación de calor en el sector residencial Fuente: IDAE-BCG.

**Nota 1:** Se estima 1.000 horas anuales equivalentes de solar térmica debido a la restricción en la insolación anual, especialmente durante los meses que requieren más calefacción.

**Nota 2:** La generación térmica residencial con biomasa puede alcanzar valores de hasta ~15 c€/kW en el caso de las calderas de 25 kW de potencia y pellets comprados en bolsas pequeñas (~15kg).

En la Figura 1.34, se muestra la evolución prevista de los precios para generar frío y calor en instalaciones residenciales. Se asumen las mismas potencias y los mismos precios de biomasa que en la figura anterior, pero para la producir frío y calor, las horas equivalentes de funcionamiento son de 1.500 para plantas solar térmica, y de 2.500 para bombas geotérmicas y calderas de biomasa.

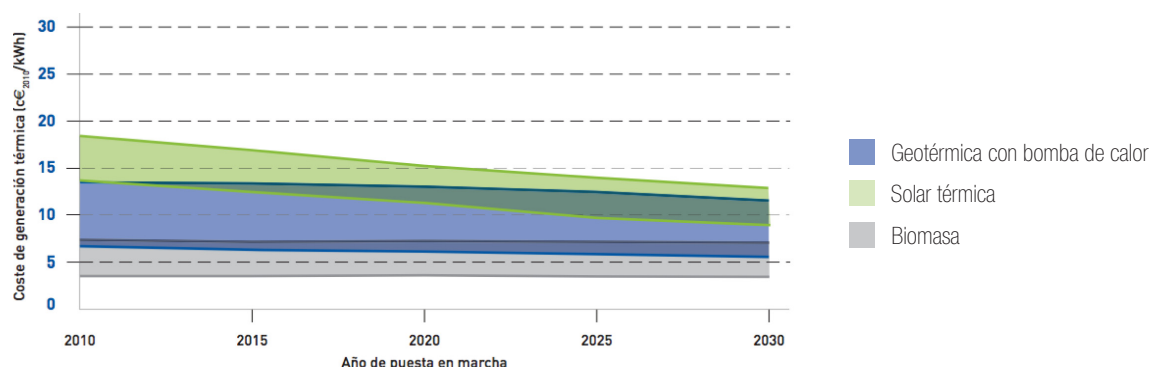


Figura 1.34 Evolución prevista de coste de generación de frío /calor en el sector residencial Fuente: IDAE-BCG.

En la Figura 1.35, se muestra la evolución prevista de los precios para generación térmica industrial y de red de distrito. Al tratarse de plantas de mayor potencia, hay un beneficio importante por el factor escala. Para las plantas solares térmicas, el rango de variación de coste viene dado para plantas de 1 MW que trabajan 1.500 horas anuales.

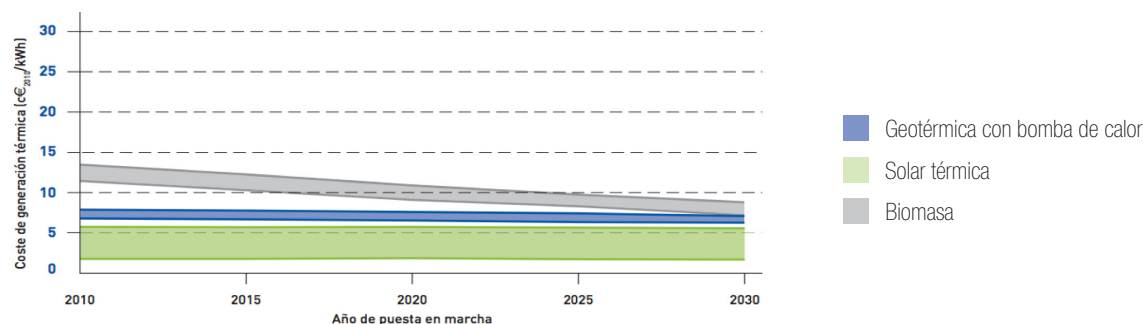


Figura 1.35 Evolución prevista de coste de generación de calor industrial y de red de distrito.

El límite superior corresponde a colectores de tubos de vacío, mientras que el límite inferior corresponde a plantas con colector plano con recubrimiento. Para plantas de tecnología geotérmica, el rango de variación de coste viene determinado para plantas que trabajan 3500 horas equivalentes anuales. El límite superior corresponde a plantas de 500 kW y el inferior a plantas de 10 MW. Para plantas de biomasa el rango de variación de coste viene determinado para calderas de 1 MW que trabajan 4500 horas anuales equivalentes. El límite superior corresponde a un precio de la biomasa de 160 €/t y el límite inferior a 106 €/t.

## 1.8.2. Sistemas de generación de frío/calor con energías renovables vs. sistemas convencionales

Esta comparación se ha realizado desde el punto de vista económico, tomado como referencia el precio del gas para uso doméstico (6 c€/kWh), y la evolución prevista del coste de generación de calor con energías renovables: biomasa; geotérmica con bomba de calor y solar térmica por IDAE – BCG.

Analizando las Figuras 1.33, 1.34 y 1.35 anteriores, se aprecia que el factor de escala reduce de forma importante los costes de generación de calor. Esto nos indica claramente que para aplicar energías renovables en el sector terciario, hay que pensar en soluciones globales y no en soluciones individuales. Esto no contradice que en determinados casos en los que no se pueden aplicar la solución global (centro de consumos aislados) haya que aplicar soluciones individuales.

Tabla 1.8. Comparación de costes de generación de calor con energías renovables y con caldera de gas.

Comparación de los costes de generación de calor con energías renovables y con caldera de gas							
	Geotérmica (3.500 heq)		Biomasa (1000 kW-4.500 heq)		Solar térmica (1000 kW-1.500 heq)		Caldera de gas ( $\eta_{\text{estacional}}$ 75%)
	500 kW	10.000 kW	Precio biomasa 160c €/t	Precio biomasa 106c €/t	Tubos de concentración	Colector plano con recubrimiento	Precio gas natural 6 c€/kwh
Coste €/Wh	6,5	7,5	6	3	11	8	8

En la Tabla 1.8, se compara el coste de generación de calor con una caldera de gas, con el coste de generación de calor con: biomasa, geotérmica con bombas de calor y solar térmica tomando como referencia los costes de generación de calor mediante red de distrito (Figura 1.15).

## 1.9. Justificación

La problemática mundial actual referente al agotamiento de los recursos energéticos y el cambio climático, están concienciando a muchos ciudadanos tanto de los países desarrollados como de los emergentes y los en vías de desarrollo, de la necesidad de un uso eficiente de la energía, y de la utilización de nuevas tecnologías que permitan aprovechar las energías renovables de forma masiva, y a precios competitivos respecto a las fuentes de energía convencionales.

En los últimos quince años se ha realizado un gran esfuerzo para dar respuesta a los problemas de contaminación medio ambiental y agotamiento de las fuentes de energía convencionales: petróleo, gas natural, carbón y uranio. Para dar respuesta a estas necesidades hay tres líneas básicas de actuación: la eficiencia energética, el desarrollo de nuevas tecnologías que permitan utilizar las energías renovables como fuente de energía primaria a precios competitivos, y la integración de las energías renovables dentro de los sistemas convencionales de producción de energía.

El sector residencial es un sector clave en la demanda energética, ya que supone en términos de consumo total y de consumo eléctrico un 17% y 25% respectivamente a nivel nacional, y a un 25% y 29% a nivel de la UE27. Por lo que existe un gran potencial de ahorro de energía y de reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>. Esto se puede conseguir desarrollando equipos energéticamente más eficientes, y con la integración de las energías renovables dentro de sistemas convencionales de aprovisionamiento de energía de pequeña y mediana potencia especialmente enfocados para este sector.

Los sistemas de cogeneración y trigeneración de pequeña potencia pueden ser adecuados para conseguir un uso eficiente de la energía en el sector terciario. Existen en el mercado diversos equipos de cogeneración de pequeña potencia: microturbinas y motores de combustión que pueden aplicarse en el sector terciario. También existen tecnologías de refrigeración de pequeña potencia activadas térmicamente que son capaces de suministrar frío mediante el aprovechamiento del calor residual de los equipos de cogeneración. De este modo se obtienen configuraciones de sistemas de trigeneración que producen frío, calor y electricidad de forma simultánea en diversas proporciones.

Las aplicaciones de poligeneración de pequeña potencia principalmente enfocadas al sector terciario y que integran habitualmente equipos activados térmicamente como son máquinas de refrigeración por absorción o equipos ORC, entre otros, con plantas de generación distribuida de energía eléctrica como pequeños motores alternativos, microturbinas de gas, etc., están todavía en vías de desarrollo. En parte esto es debido a que se desconoce el comportamiento real de estos equipos en condiciones concretas de operación. Por lo que es preciso ensayarlos para determinar de forma adecuada sus prestaciones técnicas tanto nominales como a carga parcial y elaborar estrategias de control óptimas que permitan su correcto funcionamiento con un mínimo consumo de energía primaria. Para ello se requiere disponer de una infraestructura para ensayar estos equipos y el desarrollo de procedimientos de ensayo y medida, acordes con las características de los equipos a ensayar.

## 1.10. Objetivos

El objetivo de esta tesis es dar respuesta a las necesidades apuntadas anteriormente y para ello se pretende desarrollar un banco de ensayos multifuncional y los procedimientos de ensayo para determinar las prestaciones de equipos térmicos de refrigeración y bomba de calor de pequeña potencia en régimen estacionario. Para ello se han establecido los siguientes objetivos específicos:

- a. Establecimiento de las especificaciones del banco de ensayos;
- b. Diseño, construcción y puesta a punto del banco de ensayos;
- c. Caracterización y determinación de las prestaciones del banco de ensayos;
- d. Desarrollo y validación de procedimientos para el ensayo de equipos de refrigeración por absorción con disipación por aire o por agua.

## 1.11. Estructura de la tesis

El primer capítulo está dedicado a la descripción general acerca de la problemática energética actual junto con la justificación y objetivos de la tesis. En el Capítulo 2 se analizan las características de los equipos comerciales y en desarrollo de enfriadoras y bombas de calor de absorción de pequeña potencia para aplicaciones de climatización. También se analizan las normativas de ensayo existentes para este tipo de equipos con el fin de establecer las especificaciones del banco de ensayos a desarrollar.

El Capítulo 3 está dedicado al diseño, construcción y puesta a punto del banco de ensayos cuyas especificaciones se establecieron en el capítulo anterior. En este capítulo se definen detalladamente el tipo de equipos y de ensayos a realizar, así como los sistemas y subsistemas que forman el banco de ensayos y la interrelación entre ellos. También se determinaron los límites de operación y las prestaciones del banco mediante distintos ensayos, y se ensayaron varias enfriadoras de absorción comerciales.

El Capítulo 4 está dedicado a la caracterización del banco de ensayos con el fin de desarrollar un programa de cálculo que permita determinar a partir de las características nominales del equipo a ensayar y de las condiciones ambientales externas los límites de caudal y de temperatura de los corrientes de agua de los circuitos de disipación, de calentamiento y de producción de frío que puede suministrar el banco de ensayos así como la temperatura mínima que puede conseguirse dentro de la cámara climática para los ensayos de los equipos refrigerados por aire.

En el Capítulo 5 se desarrollan los procedimientos para el ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por aire o por agua, trabajando tanto a carga total como parcial. En los ensayos a carga parcial se han utilizado distintas estrategias de control de la potencia del equipo mediante la temperatura del agua del condensador/absorbedor, del generador y del caudal del generador, así como arrancando y parando el equipo para ajustar la producción a la demanda. La capacidad del banco para controlar el caudal y la temperatura de los tres focos térmicos ha sido evaluada realizando diversos ensayos. La validación de los procedimientos de ensayo se ha realizado con una enfriadora de absorción refrigerada por agua en distintas condiciones de operación, tanto a carga nominal como parcial.

Las conclusiones más relevantes de la tesis se presentan en el Capítulo 6, y en el capítulo 7 las referencias bibliográficas utilizadas.

# 2

---

## **Especificaciones del banco de ensayos**

### **2.1. Introducción**

Tal como se ha mencionado en el capítulo anterior uno de los objetivos básicos de esta tesis es el diseño, construcción y puesta a punto de un banco de ensayos para máquinas térmicas de pequeña potencia, fundamentalmente de equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción, aunque no se excluyen otros sistemas con principios de funcionamiento similares. En este capítulo se analizarán las características de las enfriadoras y bombas de calor por absorción de pequeña potencia comercializadas y en desarrollo para aplicaciones de climatización, así como las normativas de ensayo existentes con el fin de establecer las especificaciones del banco de ensayos a desarrollar.

### **2.2. Equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción de pequeña potencia**

Los equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia han experimentado un importante desarrollo en los últimos años. Este interés ha venido motivado en parte por la demanda creciente del aprovechamiento de la energía térmica excedente durante los



meses de verano en diversas aplicaciones como son las plantas de energía solar térmica y sistemas de trigeneración de pequeña potencia principalmente en el sector terciario.

## 2.2.1. Fundamentos de los sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción utilizan energía térmica como energía de activación en lugar de energía eléctrica o mecánica como en los equipos más convencionales de refrigeración por compresión de vapor. En estos el compresor es el componente principal. En cambio, en los sistemas de absorción este compresor se sustituye por tres componentes: un absorbedor donde el vapor de refrigerante es absorbido por otro fluido, una bomba que presuriza la mezcla y un generador que separa el refrigerante del absorbente (véase la Figura 2.1). Es importante destacar que la energía necesaria para la presurización de un líquido es mucho menor que la energía necesaria para la presurización de un gas, y por lo tanto, el consumo eléctrico en equipos de absorción es muchísimo más bajo. El condensador y el evaporador tienen las mismas funciones en el sistema de compresión y de absorción. En el condensador el refrigerante en forma de vapor a más alta presión cede calor y condensa, y en el evaporador, el refrigerante líquido a baja presión absorbe calor produciendo el efecto de enfriamiento, y cambia de nuevo a fase vapor.

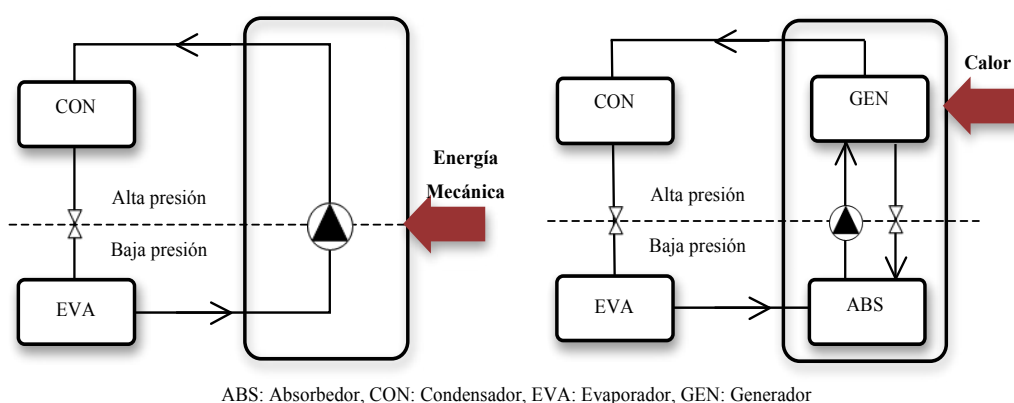


Figura 2.1 – Esquemas y comparación de equipos de refrigeración por compresión y por absorción.

El Coeficiente de Operación (COP) es un parámetro utilizado comúnmente para determinar la eficiencia de un ciclo o equipo de refrigeración. Se define como la relación entre la potencia de refrigeración producida respecto al consumo de energía del sistema. En el caso de los sistemas de refrigeración por absorción el COP corresponde a la potencia de refrigeración respecto a la entrada de calor en el generador. Puesto que el consumo de

trabajo en la bomba de solución es muy pequeño en comparación con la entrada de calor en el generador, este valor es a veces despreciable para el cálculo del COP.

### 2.2.1.1. Fluidos de trabajo en ciclos de refrigeración por absorción

El fluido de trabajo en un sistema de refrigeración por absorción es una solución que consta de un refrigerante y un absorbente. En fase líquida ambas sustancias deben ser miscibles dentro del rango de temperatura a la que funciona el ciclo. El refrigerante se separa del absorbente debido a su diferencia de punto de ebullición, por lo tanto, es deseable que esta diferencia sea tan grande como sea posible. El refrigerante produce el efecto de enfriamiento cuando se vaporiza en el evaporador, que da lugar a una absorción de calor del agua que está siendo enfriada. Por lo tanto, se desea que el refrigerante tenga un alto calor de vaporización con el fin de minimizar el caudal de refrigerante.

Las mezclas de fluidos de trabajo más comunes son el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  (donde el  $\text{NH}_3$  es el refrigerante y el agua actúa de absorbente) y el  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  (en este caso el agua es el refrigerante y el  $\text{LiBr}$  es el absorbente). Ambos refrigerantes tienen un alto calor latente, pero no reúnen las características ideales con respecto a la presión de vapor. Las presiones de vapor del amoníaco son elevadas y mucho mayores que las del agua, siendo las de esta muy bajas. Por otra parte, el punto de congelación del agua restringe el uso de los sistemas de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  a temperaturas superiores a  $0^\circ\text{C}$ . En cambio, el punto de congelación del amoníaco es muy bajo,  $-77^\circ\text{C}$ , y permite la operación de los sistemas con  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  operar a temperaturas por debajo de  $0^\circ\text{C}$ . El  $\text{LiBr}$  es un excelente absorbente debido a su no volatilidad pero existe el riesgo de cristalización en determinadas condiciones de operación. Si se utiliza agua como absorbente no existe este riesgo, es completamente miscible con el amoníaco en todo el rango de temperatura.

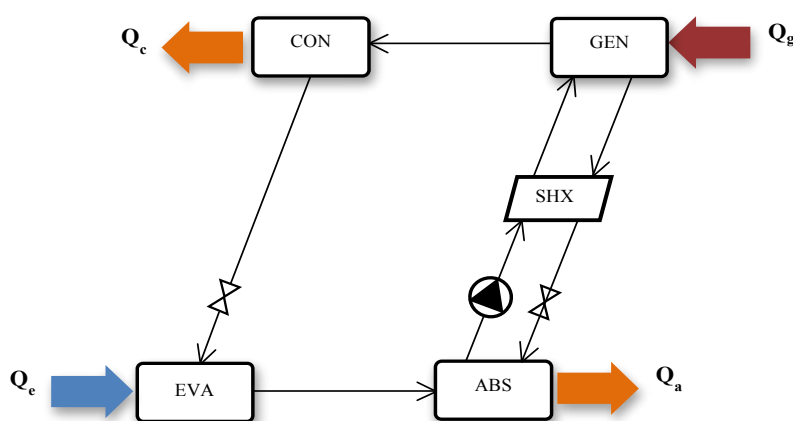
El rechazo de calor en el absorbedor y condensador en las enfriadoras con agua/ $\text{BrLi}$  requiere el uso de torres de refrigeración para evitar problemas de cristalización ya que el agua de refrigeración tiene mejores propiedades de transferencia de calor que el aire para mantener el absorbedor y condensador a temperaturas en una zona segura con respecto a la curva de cristalización en las concentraciones habituales de trabajo. Por lo tanto, en los sistemas con agua/ $\text{BrLi}$  se necesita un mantenimiento continuo de las torres de refrigeración para mantener el sistema limpio y libre de problemas de legionelosis (Brown et al., 1999), con el correspondiente incremento en los costes de operación. Los sistemas con amoníaco/agua tienen la ventaja de que el calor puede cederse directamente al aire ambiente.

Aunque se han investigado muchos fluidos de trabajo nuevos, aún el amoníaco/agua y el agua/ $\text{LiBr}$  son los más comunes en equipos comerciales. Un ejemplo de la investigación

realizada en este sentido, es la adición de otros compuestos a estos fluidos de trabajo. Balamuru et al. (2000) y Steiu et al. (2009, 2011) han estudiado el efecto de la adición de hidróxidos a la mezcla amoníaco/agua. La adición de NaOH a esta mezcla reduce la temperatura de activación del generador y por lo tanto, mejoran sus prestaciones. Sin embargo, el NaOH tiene un efecto negativo en el absorbedor debido a que el electrolito reduce la solubilidad del amoníaco en el agua. Así, para altas concentraciones de hidróxido es necesario un sistema de separación del ión hidroxilo. Para una revisión exhaustiva sobre fluidos de trabajo para equipos de absorción se puede revisar el trabajo de Sun et al (2012).

### 2.2.1.2. Configuraciones de los ciclos de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción de simple efecto es el diseño más sencillo y más comúnmente utilizado de estos sistemas. La Figura 2.2 muestra un esquema de uno de estos ciclos. El calor proporcionado al generador se utiliza para evaporar el refrigerante contenido en la mezcla absorbente/refrigerante del generador. El vapor de refrigerante a alta presión es licuado en el condensador, siendo el sumidero de calor habitualmente agua de refrigeración en el caso del agua/BrLi, y agua de refrigeración o aire en el caso de los sistemas con amoníaco/agua. Un dispositivo de estrangulamiento expande el refrigerante hasta el nivel de baja presión reduciendo al mismo tiempo su temperatura. En el evaporador, el refrigerante extrae el calor del fluido a enfriar y se evapora produciendo el efecto de enfriamiento. El vapor de refrigerante a baja presión fluye al absorbedor donde es absorbido por una solución pobre (es decir, con baja concentración de refrigerante) que proviene del generador. Una bomba de solución envía de nuevo la solución rica (con alta concentración en refrigerante) al generador donde el ciclo se repite de nuevo.



ABS: Absorbedor, CON: Condensador, EVA: Evaporador, GEN: Generador, SHX: Intercambiador de Solución

Figura 2.2 – Esquema de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto.

Cuando se dispone de una fuente de calor a más alta temperatura se pueden usar ciclos de efectos múltiples con el fin de aumentar el rendimiento del sistema. Estos ciclos se diseñan de modo que el calor rechazado desde una etapa de alta temperatura se aprovecha como entrada de calor en una etapa a más baja temperatura. Comercialmente se dispone de sistemas de absorción de doble efecto. La Figura 2.3 muestra un esquema de uno de estos ciclos. En este ciclo, el vapor producido en el generador a alta temperatura se dirige al condensador de alta temperatura en donde condensa cediendo calor al generador de baja temperatura y separando más refrigerante de la solución.

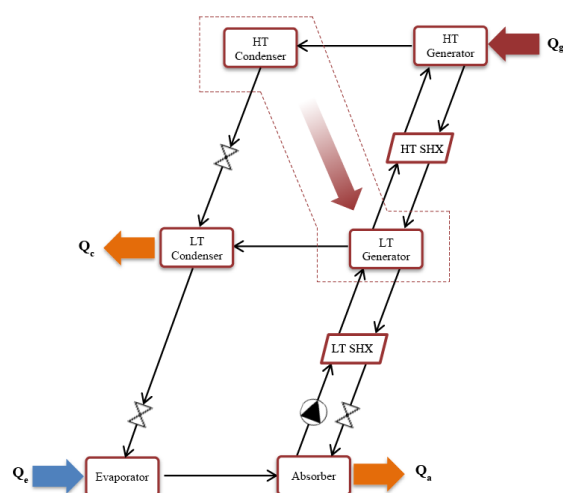


Figura 2.3 — Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto.

Por lo tanto, con la misma fuente de calor se produce vapor en dos generadores aumentando el flujo de refrigerante por unidad de energía introducido en el ciclo, lo que se traduce en un aumento muy considerable del COP. Los equipos de triple o más efectos no están disponibles comercialmente, y se encuentran todavía en fase de desarrollo (Balaras et al, 2007). Estos sistemas requieren fuentes de calor a muy alta temperatura que en algunos casos ya no pueden considerarse como calor residual. Además a esta temperatura se pone en peligro la estabilidad térmica del fluido de trabajo. Por otra parte, la complejidad del ciclo se incrementa con la consiguiente repercusión en los costes del equipo. Se han propuesto otras configuraciones avanzadas con el fin de mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración por absorción, tales como la introducción de eyectores, ciclos híbridos de equipos de absorción/compresión, etc (Sun et al, 2012). Para obtener más detalles acerca del funcionamiento de los sistemas por absorción se pueden consultar algunas referencias de revisión como Herold et al. (1996) o Srikhirin et al. (2001).

### 2.2.1.3. Aplicaciones de sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción son particularmente atractivos en aplicaciones donde existe simultáneamente una demanda de refrigeración y una fuente de calor residual que de otra forma debería rechazarse al ambiente. Un ejemplo de este tipo de aplicaciones es la planta de trigeneración que se ha instalado en Cerdanyola del Valles (Barcelona) en el marco del proyecto POLYCITY (Ortiga et al., 2013). Actualmente, el principal consumidor de energía de esta planta es un Laboratorio de Luz Sincrotrón (ALBA) conectado a través de una red de calefacción y refrigeración de distrito en configuración de cuatro tubos para poder suministrar frío y calor simultáneamente. Las principales unidades de la planta son tres motores de cogeneración con una potencia eléctrica nominal de 3.35 MW cada uno. La planta cuenta además con dos máquinas de absorción de agua/LiBr como fluido de trabajo. El COP nominal y la potencia de refrigeración de estas enfriadoras es de 0.75/3 MW y 1.3/5MW para el equipo de simple y doble efecto, respectivamente. La máquina de absorción de doble efecto se acciona directamente con los gases de escape de los motores de cogeneración, siendo una de las pocas instalaciones de este tipo en el mundo. La máquina de absorción de simple efecto utiliza el agua de refrigeración de la camisa de los motores de cogeneración para su accionamiento. Además de estos equipos principales la planta cuenta con equipos auxiliares: una caldera de agua caliente y equipos de refrigeración por compresión.

La industria pesquera es otro campo potencial de aplicación para los sistemas de refrigeración por absorción aunque mucho menos desarrollado que las aplicaciones de trigeneración en plantas de producción de energía. Se han hecho estudios para evaluar las mejoras en ahorro y eficiencia energética mediante la recuperación de calor residual de los motores de los buques (Bruno et al., 2011). Entre los servicios energéticos requeridos en barcos de pesca típicos se incluye la energía para la refrigeración y/o congelación del pescado. Esta refrigeración podría ser suministrada por un sistema de refrigeración por absorción accionado con calor recuperado de la refrigeración y de los gases de escape de los motores de los propios barcos.

La refrigeración solar térmica es otra aplicación muy interesante, ya que por lo general las cargas máximas de refrigeración tienen lugar cuando la radiación solar está más disponible, es decir, durante las horas centrales del día. Los sistemas solares térmicos son especialmente interesantes en áreas remotas donde el enfriamiento convencional es difícil de conseguir ya sea por motivos económicos o técnicos y, donde además, la energía solar esté siempre disponible (Ullah et al., 2013). En un sistema de refrigeración por absorción solar, la radiación solar del sol aumenta la temperatura del fluido de transferencia de calor que circula por el colector solar. Por lo general, se utiliza un tanque de almacenamiento térmico entre el colector solar y la máquina de absorción para obtener una operación más constante de funcionamiento del sistema (Mazloumi et al., 2008). El sistema de refrigeración

por absorción puede accionarse directamente con el fluido de transferencia de calor del depósito de almacenamiento, o indirectamente por otro fluido de transferencia de calor con un intercambiador de calor entre el depósito y la enfriadora. Uno de los sistemas más prometedores en términos de coste de inversión y eficiencia son los sistemas de refrigeración solar con equipos de absorción de doble efecto y colectores solares de concentración (Infante-Ferreira, 2011).

Los sistemas de refrigeración por absorción son también importantes para el sector industrial. En la industria del petróleo y el gas el procesamiento de gas natural requiere de refrigeración de baja temperatura. La eficiencia energética global del proceso se puede mejorar utilizando máquinas de absorción recuperando calor residual de una turbina de gas para el bombeo del gas en lugar de suministrar la potencia de refrigeración con los sistemas de compresión de vapor (Kalinowski et al., 2009). Costa et al. (2009) estudiaron tres configuraciones que integran bombas de calor por absorción a un proceso de fabricación de pasta Kraft. Los autores muestran que, dependiendo del coste de la energía, las bombas de calor por absorción pueden ser una opción atractiva para la ahorrar energía en la planta de producción.

Por lo tanto, está claro que los sistemas de refrigeración por absorción son una alternativa válida a los sistemas de compresión de vapor. Sin embargo, todavía existen diferentes tipos de barreras para su aplicación.

#### 2.1.2.4. Limitaciones en la implantación de la refrigeración por absorción

A pesar del hecho de que el enfriamiento por absorción es una tecnología bien conocida y madura, todavía existen limitaciones para una aplicación y comercialización más amplia de estos sistemas de refrigeración. La principal limitación es el mayor coste del capital de inversión respecto a los sistemas tradicionales de refrigeración por compresión de vapor. Sin embargo, para ciertas aplicaciones y con un buen diseño, las enfriadoras por absorción pueden ser menos costosas que los sistemas por compresión en términos de coste global (coste de inversión y de operación). Otra limitación en algunos casos, suele ser el peso y el tamaño de los equipos de absorción, ya que son más pesados y grandes que los equipos de compresión para una producción de frío equivalente. Por lo tanto, la estrategia de la investigación en estos equipos debería encaminarse hacia diseños más económicos y compactos.

Sin embargo, aparte de la necesaria reducción de costes y la mejora continua de esta tecnología, es necesario aumentar la confianza en el equipo por parte del usuario. Hasta el momento la información sobre las prestaciones y resultados de la aplicación práctica de estos equipos es más bien limitada y en algunos casos incluso puede ser contraria a su aplicación. Por lo tanto, sería importante proporcionar metodologías y herramientas para

comprobar que el equipo cumple con las condiciones óptimas de operación en los diferentes escenarios de la operación real en que vaya a funcionar el equipo. En la práctica, es difícil operar los sistemas de refrigeración por absorción continuamente en condiciones nominales durante la mayor parte del tiempo debido a la naturaleza variable de las fuentes de calor (calor residual de proceso, radiación solar, etc) y de los sistemas de disipación de calor (agua de torre de refrigeración, aero-refrigerantes, etc). Con el fin de reducir esta barrera es fundamental caracterizar los sistemas de refrigeración por absorción con precisión en condiciones distintas a la nominal. Para ello es preciso el uso de bancos de ensayos específicos y que permitan cumplir con los requisitos fijados en la normativa internacional para el ensayo de estos equipos.

## 2.3. Equipos de refrigeración por absorción comerciales de pequeña potencia

A continuación se presenta una recopilación de los equipos de refrigeración por absorción con potencias inferiores a 50 kW existentes. No se pretende aquí dar una lista exhaustiva de fabricantes y equipos de refrigeración por absorción ya que toda esta información es bien conocida y está fácilmente disponible y actualizada en la bibliografía (Herold et al., 1996, Labus, 2011; Sun et al., 2012, Jacob, 2013).

En la Tabla 2.1 se muestra una recopilación de los equipos de refrigeración por absorción en desarrollo y comercializados con potencias inferiores a 50 kW. Esta recopilación esta basada en Labus (2011), Malenkovic (2011) y Jakob (2013). Aunque algunos de estos equipos puede que no estén disponibles comercialmente por diversas circunstancias, esta tabla puede dar una idea del tipo de sistemas que finalmente se han llegado a introducir en el mercado.

Analizando los datos de la Tabla 2.1 desde el punto de vista de interés para la construcción de un banco de ensayos se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- a. La temperatura de activación de todos los equipos de simple efecto accionados mediante agua caliente es igual o inferior a 110°C;
- b. Los equipos accionados con agua caliente suelen estar refrigerados por agua;
- c. Los equipos de amoniaco/agua de llama directa se refrigeran con aire mientras que lo usual en los equipos de agua/bromuro de litio como el equipo de Broad de doble efecto es que la refrigeración sea con agua;
- d. En el sector de pequeña potencia predominan los equipos de simple efecto accionados con agua caliente.



Tabla 2.1 Equipos de refrigeración por absorción comerciales o en desarrollo con potencias inferiores a 50 kW (Labus, 2011; Malenkovic, 2011)

Fabricante	País	Tipo	Par de trabajo	P.n (kW)	COP	Fuente de calor (°C)*	Aplicación	Disipación
AGO	Alemania	Simple Efecto	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	50.0	0.6	HW(95)	AC	Agua
Broad	China	Doble Efecto	H <sub>2</sub> O/LiBr	16/23	1.2	GF PHW (160)	AC	Agua
Cooltec5	USA	GAX	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	17.6/35	0.7	GF	AC	Aire
Climatewell	Suecia	Simple efecto con almacenamiento	H <sub>2</sub> O/LiBr	10.0	0.7	HW (110)	AC	Agua
EAW Wergcall	Alemania	Simple Efecto	H <sub>2</sub> O/LiBr	15/30	0.8	HW (90)	AC/R	Agua
Pink	Austria	Simple Efecto	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	10/12	0.6	HW(85)	AC/R	Agua
ILK Dresden	Alemania	Simple Efecto	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	30/800	0.3-0.6	HW (70-150)	AC/R	Agua
Rinnai Osaka	Japón		H <sub>2</sub> O/LiBr	6.7	1.2	GF	AC	Agua
Robur	Italia	Simple Efecto	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	17.7-12.8	0.7-0.5	GF PHW (90)	AC/R	Aire
Rotartica	España	Simple Efecto	H <sub>2</sub> O/LiBr	4.5	0.7	HW (90)	AC	Aire/agua
Solarice	Alemania	Simple Efecto	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	25/40	0.6	HW (80)	R	Agua
Sonnenklima (Phonix)	Alemania	Simple Efecto	H <sub>2</sub> O/LiBr	10	0.8	HW (75)	AC	Agua
Thermax	India	Simple Efecto	H <sub>2</sub> O/LiBr	17.5/35	0.7	HW (90)	AC	Agua
Yazaki	Japón	Simple Efecto	H <sub>2</sub> O-LiBr	17.6/35	0.7	HW (88)	AC	Agua
Yazaki	Japón	Doble Efecto	H <sub>2</sub> O/ LiBr+LiCl+LiI	28	0.9	GF	AC	Aire
ECOPLUS Energy Systems		Helioplus	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	18		GF		
Vaillant		zeo THERM	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	10		GF		
AbKM Klimatechnik		Suninverse	H <sub>2</sub> O/LiBr	10		GF		
Jiangsu Huineng		RXZ11,23,35 XRZ11,23,35	H <sub>2</sub> O/LiBr	11,23,35		GF		

\* HW- agua caliente; GF- de llama directa ; PHP agua presurizada; R-Refrigeración; AC- aire acondicionado

## 2.4. Equipos de cogeneración de pequeña potencia

En este apartado no se describen los fundamentos de los sistemas de cogeneración, ya que son bien conocidos y existe muy buena información al respecto (Moya, 2011; Angrisani et al., 2012) pero se presenta una recopilación de los equipos de cogeneración disponibles en el mercado y que podrían ensayarse en el banco de ensayos multifuncional.

En la Tabla 2.2 se hace una recopilación de las principales microturbinas de gas (MTG) existentes en el mercado indicando el fabricante, tipo de combustible, potencia eléctrica y potencia térmica recuperada y en la Tabla 2.3 se muestran las principales características de los motores alternativos. En este apartado no se describen los fundamentos de los sistemas de



cogeneración, ya que son bien conocidos y existe muy buena información al respecto (Moya, 2011; Angrisani et al., 2012) pero se presenta una recopilación de los equipos de cogeneración disponibles en el mercado y que podrían ensayarse en el banco de ensayos multifuncional.

Tabla 2.2 Equipos comerciales de microturbinas de gas y prestaciones técnicas (Marimón, 2012)

Fabricantes	Capstone	Turbine	Elliot Energy Systems	Turbec	Bowman Power	Ingersoll Rand
<b>Modelo</b>	C30	C60	Elliot	T100	TG80CG	PowerWorks
<b>Potencia eléctrica (kWc)</b>	30	60	100	105	80	70
<b>Eficiencia eléctrica (%)</b>	26	28	29	33	27	29
<b>Potencia térmica recuperada (kW)</b>	60	110	172	155	150	100
<b>Combustible (kW)</b>	Gas natural Biogas	Gas natural Biogas	Gas natural	Gas natural	Gas natural	Gas natural

Tabla 2.3 Motores alternativos de combustión para cogeneración existentes en el mercado y sus prestaciones técnicas (Marimón, 2012)

Fabricantes	Senertec	Powerplus Technologies GmbH	Tedom	Avesco/CAT	Honda
<b>Modelo</b>	Dachs	Ecopower	Micro T30	Man E0824E 301	Ecowill
<b>Potencia eléctrica (kWc)</b>	5.5/5	4.7	30	42	1
<b>Eficiencia eléctrica (%)</b>	27	24	27	33	20
<b>Potencia térmica recuperada (kW)</b>	12.5	12.5	62	63	3.5
<b>Combustible (kW)</b>	Gas Natural o LPG	Gas natural	Gas natural	Gas natural	Gas natural

Es obvio que además de los ejemplos mencionados habría muchos otros sistemas del tipo Ciclos de Rankine Orgánicos (ORC), motores Stirling, etc que también podrían considerarse pero como muestra para delimitar las capacidades del banco de ensayos pueden ser suficientemente orientativo los equipos mostrados.

## 2.5. Normas de ensayo de equipos se absorción

Los equipos de refrigeración por absorción hay que integrarlos tanto por el lado de la generación de calor (sistemas solares térmicos o calor residual de sistemas de cogeneración) como por el lado de producción de frío con la demanda. Por esta razón, a la hora de diseñar estos sistemas, es importante disponer de información fiable sobre el propio equipo y también de cómo sus prestaciones se ven afectadas por factores externos (condiciones ambientales, operación a carga parcial, etc). Para ello es conveniente disponer de unas

normas que indiquen cómo deben realizarse los ensayos de caracterización de estos equipos y cómo deben presentarse los resultados por parte de los fabricantes.

Tabla.2.4 Normas para equipos de refrigeración y bombas de calor con accionamiento eléctrico

Nombre	Título
<b>EN 14511</b>	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
<b>ANSI/ASHRAE 37</b>	Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment
<b>ARI 320, 325, 330</b>	ARI 320: Water-source heat pumps ARI 325: Ground water-source heat pumps ARI 330: Ground source closed-loop heat pumps
<b>EN14825</b>	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
<b>EN 16147</b>	Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units
<b>VDI 4650-1</b>	Calculation of heat pumps - Simplified method for the calculation of the seasonal performance factor of heat pumps - Electric heat pumps for space heating and domestic hot water
<b>EN 15316-4-2</b>	Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4.2: Space heating generations systems, heat pump systems

Para el caso de las bombas de calor accionadas eléctricamente, en Europa se utiliza la Norma EN 14511 adaptada en España por AENOR para “Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales” aunque existen muchas otras (Tabla 2.4): Además de estas normas, en el Programa de Bombas de Calor de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) se han desarrollado algunos proyectos sobre procedimientos y medida de coeficientes de operación estacionales para bombas de calor como por ejemplo el IEA HPP Annex 28 “Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating“ o bien el Annex 39 “A Common Method for Testing and Rating of Residential HP and AC Annual / Seasonal Performance”.

Para el caso de equipos de absorción, se dispone de diversas normas para el ensayo de estos equipos que se muestran en la Tabla 2.5.

Tabla .2.5 Normas para el ensayo de equipos de refrigeración y bombas de calor de absorción con accionamiento térmico

Nombre	Título
<b>EN 12309-2</b>	Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW – Part 2: Rational use of energy
<b>DIN 33830-4</b>	Heat pumps; absorption heat pump units; performance and operational tests
<b>JIS B 8622</b>	Absorption Refrigerating machines
<b>ANSI/ARI 560</b>	Standard for Absorption Water Chilling and Water Heating Packages
<b>ANSI/ASHRAE 182</b>	Method of Testing Absorption Water-Chilling and Water-Heating Packages
<b>VDI 4650-2</b>	Simplified method for the calculation of the annual coefficient of performance and the annual utilisation ratio of sorption heat pumps - Gas heat pumps for space heating and domestic hot water
<b>EN 15316-4-2</b>	EN 15316-4-2: Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4.2: Space heating generations systems, heat pump systems
<b>RAL-UZ 118</b>	Energy-Efficient Heat Pumps using Absorption and Adsorption Technology or operating by use of Combustion Engine-Driven Compressors

Todas las normas existentes para equipos con accionamiento térmico son aplicables a ensayos con equipos de llama directa. Para el caso de equipos con accionamiento indirecto se pueden emplear la norma japonesa JIS B8622 o las normas americanas ANSI/ARI 560 y ANSI/ASHRAE 182 que son complementarias.

Para el caso de equipos de agua/LiBr para climatización, la norma aplicable es la ANSI/ARI STANDARD 560-2000 “Standard for absorption water chilling and water heating packages”. Esta norma no puede emplearse en equipos refrigeradas por aire, funcionando como bomba de calor, en accionamiento directo mediante gases de escape y otras unidades no convencionales.

Las condiciones de ensayo establecidas ANSI/ARI 560 son las siguientes (Nogués, 2003):

#### Evaporador

- Temperatura de salida del agua fría en el evaporador igual a 6.7 °C
- Caudal volumétrico específico de agua fría que circula por el evaporador 0.043 l/s por kW

#### Absorbedor/Condensador

- Temperatura del agua a la entrada del circuito absorbedor/condensador de 29.4°C
- Según sea el equipo de absorción, el caudal específico de agua en el circuito del absorbedor/condensador es de:
  - 0.065 l/s por kW para equipos de simple efecto
  - 0.072 l/s por kW para equipos de doble efecto
  - 0.081 l/s por kW en el caso de doble efecto de llama directa

### **Generador**

- Llama directa: En los casos de combustión directa, el análisis térmico debe realizarse a partir del poder calorífico superior del combustible.
- Vapor: si el equipo de absorción es accionado por vapor, el caudal de vapor debe calcularse a partir del caudal de agua condensada, y además, la presión máxima del vapor no puede exceder 1 MPa.
- Agua caliente: en estos equipos el caudal y las temperaturas serán las indicadas por el fabricante.

### **Especificaciones de evaluación**

Antes de poder iniciar los ensayos para la evaluación de las prestaciones de cualquier equipo de absorción, es preciso cumplir los siguientes requisitos:

- La unidad a ensayar se debe instalar de acuerdo a las instrucciones indicadas por el fabricante.
- Se asegurará que el equipo de absorción está libre de incondensables en su interior en el caso en que el fluido de trabajo sea agua/bromuro de litio, ya que el equipo opera en condiciones de vacío.
- Los circuitos conectados a la máquina de absorción deben limpiarse de acuerdo a las indicaciones del fabricante, con el fin de asegurar al máximo que las superficies de intercambio de calor estén totalmente limpias.
- Las sondas de temperatura estarán calibradas de tal modo, que se asegure que el error máximo de la lectura es inferior a 0.1 °C.
- El error máximo de la lectura de los caudalímetros no superará el 1%

### **Procedimiento de ensayos**

Una vez se haya iniciado la prueba, es preciso alcanzar las condiciones de ensayo indicados anteriormente con las siguientes tolerancias e instrucciones:

- a. Cada una de las temperaturas no debe variar en más de 0.3°C de su valor especificado.
- b. Los caudales que circulan por el evaporador y por el absorbedor/condensador, no deben desviarse en más del 5% del valor prefijado.
- c. En los equipos de absorción de llama directa, el contenido de CO en los gases de combustión debe ser inferior al 0.02%.
- d. En las unidades accionadas con vapor, la presión de alimentación de éste deberá mantenerse en  $\pm 1.4$  kPa, y además se asegurará que el vapor sea seco o dentro del rango de sobrecalentamiento indicado por el fabricante.
- e. Los equipos eléctricos instalados en el equipo, se alimentarán a la tensión y frecuencia indicadas en su placa de características.

### **Adquisición de datos**

El análisis térmico de cualquier bomba de calor precisa de los siguientes valores:

- a. Temperatura de entrada/salida del agua del evaporador
- b. Temperatura de entrada/salida del agua en el circuito del absorbedor/condensador
- c. Caudal másico o volumétrico de agua por el evaporador
- d. Caudal de agua por el circuito absorbedor/condensador
- e. El consumo de energía del generador requiere de alguno de los siguientes datos según sea el caso:
  - Demanda de vapor, presión de alimentación del vapor, temperatura de entrada del vapor y la temperatura del condensado
  - Caudal másico de agua, temperaturas de entrada y de salida del agua caliente
  - Consumo de gas, la presión de entrada de éste y el poder calorífico superior del combustible.
- f. Consumo de energía eléctrica
- g. Pérdida de carga en el circuito externo del evaporador
- h. Pérdida de carga en el circuito externo del absorbedor/condensador
- i. Pérdida de carga en el circuito externo del generador, en los equipos accionados con agua caliente.
- j. Otros datos de interés:
  - Temperatura ambiental durante el ensayo
  - Fabricante, modelo y número de serie del equipo ensayado
  - Fecha y lugar del ensayo

En conclusión, se puede decir que la normativa aplicable al ensayo y caracterización de prestaciones de los equipos de refrigeración por absorción en Europa es aún limitada y los grandes fabricantes de equipos como Thermax o Broad se basan en las normas americanas ARI 560 o japonesas JIS B 8622. Por otra parte, como han hecho notar algunos autores (Melograno et al., 2010), tampoco se han desarrollado todavía normas que incluyan equipos de absorción o adsorción funcionando en modo discontinuo.

## **2.6. Instalaciones para el ensayo de equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia**

En este apartado se presentan algunos laboratorios que disponen de instalaciones para el ensayo de diversas máquinas térmicas, especialmente equipos de microcogeneración y bombas de calor por absorción.

En Zaltash et al. (2006) se presenta un banco de ensayos desarrollado por el Oak Ridge National Laboratory (ORNL) en Estados Unidos para la evaluación de pequeños sistemas de trigeneración

(Figura 2.4). Concretamente se trata de una microturbina de gas conectada a un sistema de climatización que utiliza un sistema de desecantes sólidos para la deshumidificación del aire y un equipo de refrigeración por absorción para la carga sensible. En dicho trabajo se analiza el comportamiento global del sistema variando la temperatura y la humedad del aire a la entrada de la microturbina.

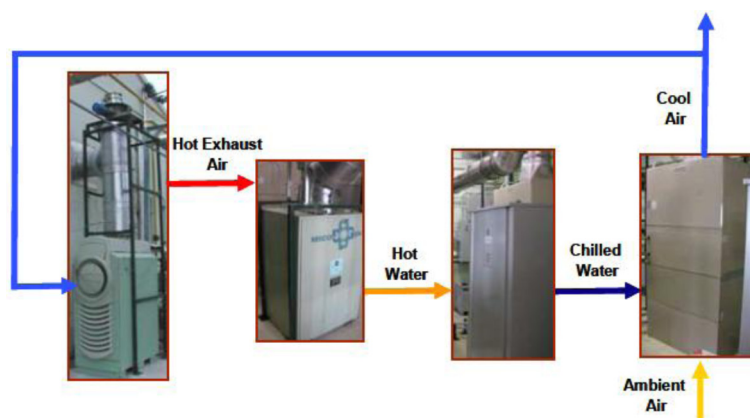


Figura 2.4 Esquema simplificado de una de las instalaciones del laboratorio ORNL (Zaltash et al., 2006).

En dicha instalación se puede estudiar el comportamiento de una microturbina de gas (MTG) acoplada a varias combinaciones de Sistemas Integrados de Energía (SIE), como pueden ser:

1. MTG (solo potencia eléctrica sin recuperación de calor),
2. MTG+HRU (potencia eléctrica y agua caliente por recuperación de calor de gases de escape),
3. MTG+HRU+AC (potencia eléctrica y agua fría),
4. MTG+HRU+AC+AHU (potencia eléctrica y aire frío).

En Fu et al. (2009) se presenta un laboratorio de la Universidad de Tsinghua en Pekín (China). Este laboratorio (Figura 2.5) es similar al presentado en Zaltash et al (2006) y básicamente está formado por un motor de gas de combustión interna de 70 kW, sistemas de recuperación de calor de las camisas y de los gases de escape del motor, un sistema de deshumidificación con desecantes líquidos, y una bomba de calor por absorción de doble efecto. Según sus autores, este laboratorio también es adecuado para el estudio de varias combinaciones de Sistemas Integrados de Energía (SIE). En el trabajo mencionado se determina el rendimiento global de las siguientes configuraciones trabajando el motor a una potencia constante de 60 kW:

1. Modo de operación I: ICE (Motor alternativo) + JRU + FWRU
2. Modo de operación II: ICE + JRU + EDAHP + CRU
3. Modo de operación III: ICE + JRU + LDS (unidad de desecantes líquidos) + EDAHP + CT.

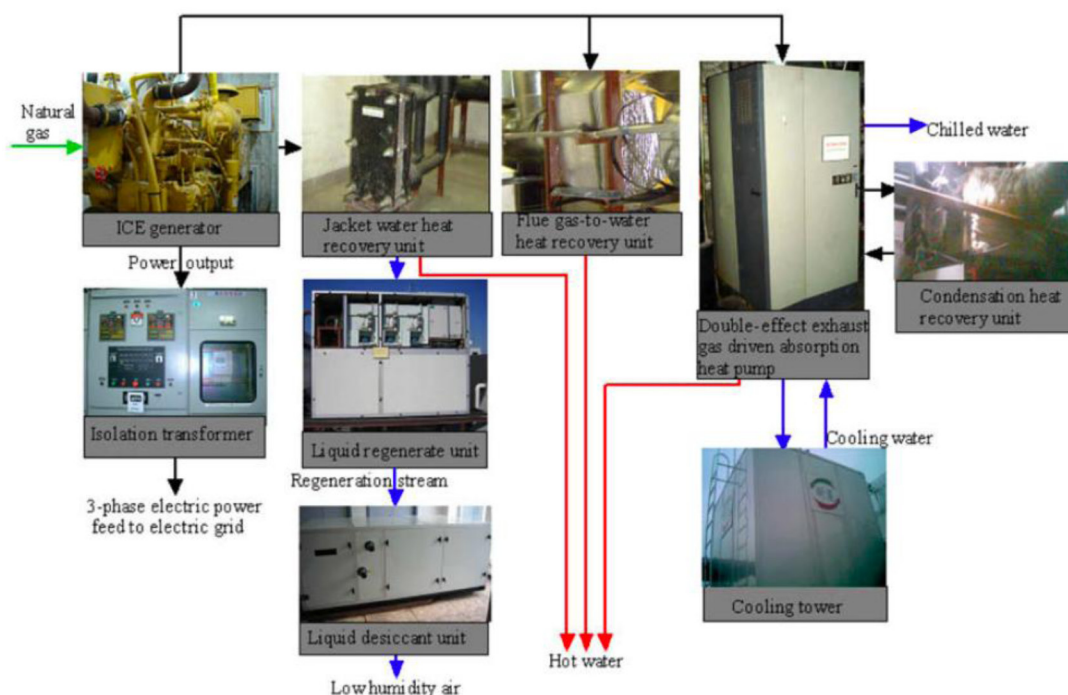


Figura .2.5 Laboratorio de ensayos de equipos en la Escuela de Arquitectura, Universidad de Tsinghua en Pekin (China)(Fu et al.,2009)

Instalaciones similares se han construido también en el Center for Environmental Energy Engineering de la Universidad de Maryland (Washington, EE. UU.), dirigido por el prof. R. Radermacher (CEEE, 2013). En este laboratorio disponen también de una microturbina de gas conectada a un sistema de refrigeración por absorción y una unidad de tratamiento de aire.

Fernando Palacín en su tesis doctoral (Palacín, 2011) presenta los ensayos realizados con una enfriadora de absorción rotativa de simple efecto Rotartica 045. Su funcionamiento está basado en un ciclo de agua/Bromuro de Litio y proporciona una potencia nominal de refrigeración de 4.5 kW. Los ensayos se realizaron con la máquina integrada dentro del sistema de climatización de las instalaciones deportivas de la Universidad de Zaragoza (Figura 2.6) y se estudió su comportamiento variando las revoluciones del equipo, el caudal y la temperatura de condensación. Para el sistema de regulación y control se implementó un autómata programable que permite, además del almacenamiento de los datos históricos recogidos por sus sensores y sondas, una conexión remota vía web.



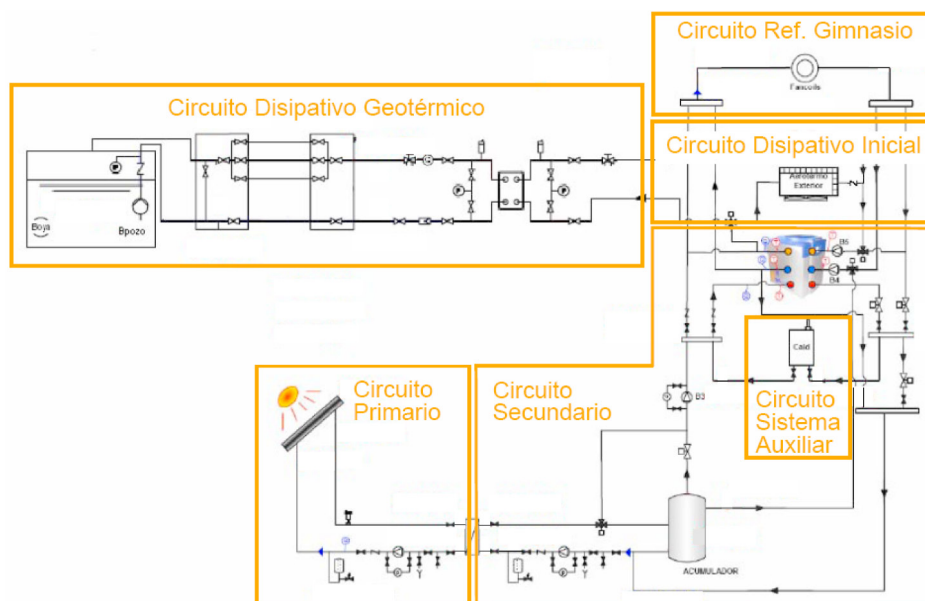


Figura 2.6 Esquema de principio del sistema utilizado para ensayar una enfriadora de agua/bromuro de litio de 4.5 kW (Palacin, 2011)

En todos los ejemplos de instalaciones mencionados anteriormente los sistemas para el ensayo de equipos se construyeron expresamente para probar determinados equipos específicos de trigeneración o de absorción sin pretender disponer de una estructura de banco de ensayos que permitiera seguir funcionando con equipos a ensayar de funcionamiento similar pero con características diferentes, como puede ser el caso al ensayar otro equipo de absorción pero suministrado por otro fabricante.

Otra estrategia más interesante es disponer de un banco único que no sea específico para una serie de equipos en determinadas configuraciones sino que permita el ensayo de diversos equipos con accionamiento térmico con diferentes características y suministrados por diferentes fabricantes, potencias distintas, diferentes rangos de condiciones de operación, etc. sin que se requiera realizar cambios importantes en el sistema de banco de ensayos para la realización de los ensayos. Siguiendo una idea similar a esta, en el Institut de Recerca en Energia de Catalunya (IREC) se ha puesto en marcha recientemente un laboratorio semivirtual en sus instalaciones de Tarragona (IREC, 2013). Este laboratorio (Figura 2.3) es adecuado para realizar pruebas de equipos y sistemas combinando los valores reales obtenidos durante los ensayos, con valores obtenidos por simulación. Permite analizar sistemas de cogeneración, la integración de fuentes de energías renovables con sistemas convencionales y optimizar el consumo de energía para conseguir un grado de confort óptimo en edificios.



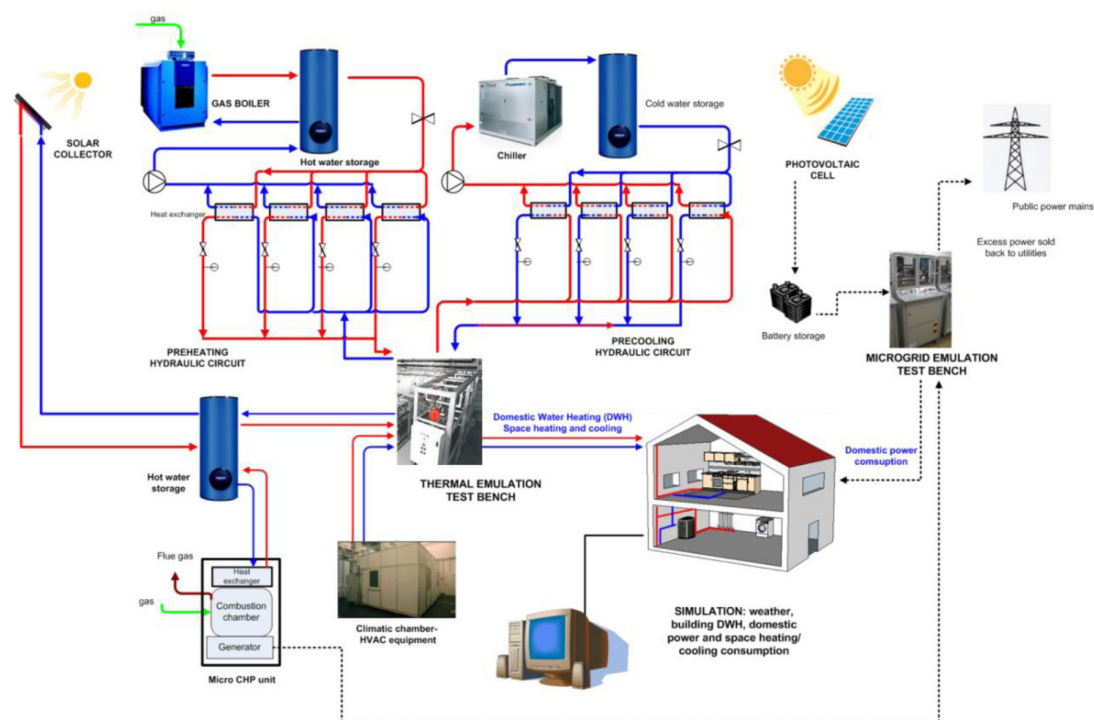


Figura.2.7 Laboratorio Semivirtual del Institut de Recerca en Energía de Catalunya (IREC) en Tarragona (IREC, 2013)

En el año 2001, el grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili de Tarragona construyó un banco para ensayar enfriadoras de absorción refrigeradas por agua (Figura 2.8) de llama directa o activados con vapor de agua o agua caliente. El banco utilizaba como sumidero de calor una torre de refrigeración, y los límites de potencia de activación eran los siguientes: gas natural 10 m<sup>3</sup>/h a 20 mbar; vapor 200 kg/h a 6 bar; agua caliente 55 kg/h. La descripción detallada del banco y su funcionamiento se presenta en Nogués (2001). Dicho banco fue desmontado en el año 2006 al trasladar el laboratorio al Campus Sescelades de la Universidad Rovira i Virgili en Tarragona.

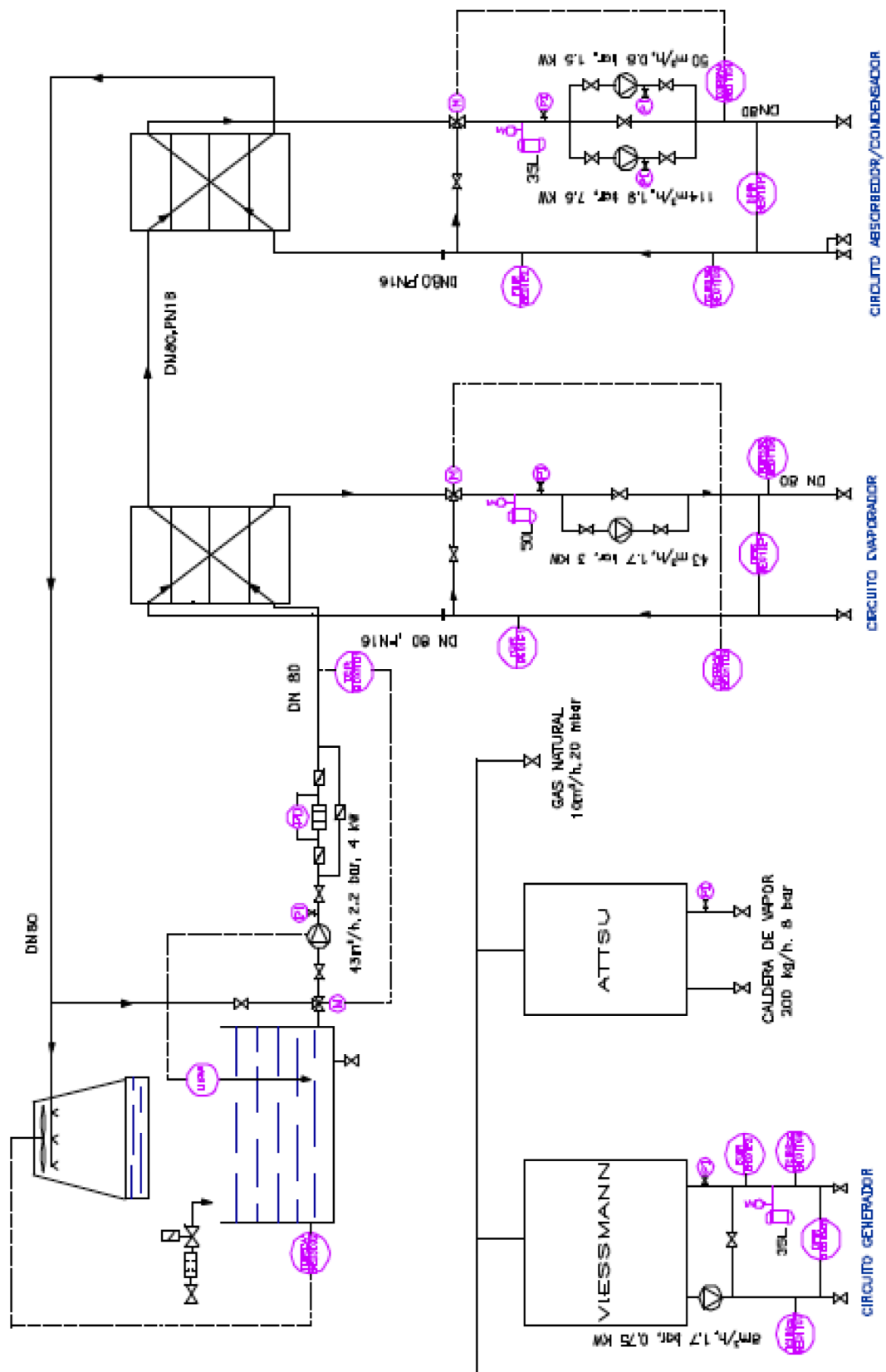


Figura .2.8 Esquema del banco de ensayos utilizado por Nogués (2006)

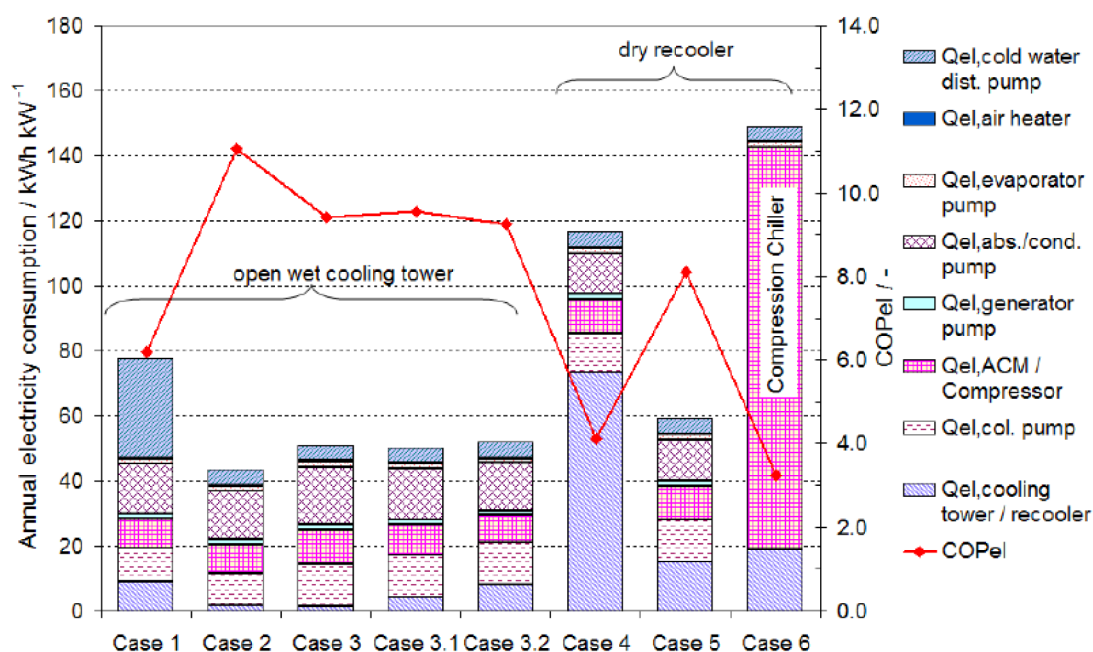


Figura .2.9 Consumo anual de energía eléctrica y COP eléctrico de un equipo de absorción de 18 kW (Pietruschka, 2010).

En la tesis de Pietruschka (2010) se analizan sistemas de refrigeración solar con equipos de absorción y sistemas desecantes (DEC) de pequeña potencia. En sus conclusiones remarca la importancia que tiene el diseño en el consumo de energía eléctrica del sistema. Para el caso del equipo de absorción, dependiendo del diseño y de la estrategia de control, el COPEl del equipo puede ser de hasta 11 para el caso más favorable y de 3 para el caso más desfavorable (Figura 2.9).

En los estudios y simulaciones realizados con sistemas desecantes (DEC), como conclusión principal se indica que un sistema DEC activado con energía solar, no es necesariamente más eficiente que un sistema convencional de compresión, y remarca que un buen diseño con baja caída de presión en los componentes y en las tuberías y un eficiente control son esenciales para reducir el consumo de energía primaria de los sistemas DEC. Las conclusiones de Pietruschka ponen de manifiesto la importancia que tiene conocer el comportamiento de los equipos de refrigeración de absorción y de cogeneración trabajando fuera de las condiciones nominales, para poder hacer un diseño adecuado y poder definir las estrategias óptimas de control.

Atendiendo a esta revisión bibliográfica se concluye que muchos de los sistemas de ensayos para equipos de cogeneración y absorción adolecen de la versatilidad necesaria para el ensayo de equipos similares pero con características tan diferentes que casi siempre obligan a realizar cambios en el propio sistema utilizado para realizar los ensayos. Además

de su versatilidad, el banco debe ser adecuado no solo para la caracterización de las prestaciones de los equipos sino también para el análisis de estas prestaciones en condiciones a carga parcial con el ensayo de estrategias de control que permita seleccionar el control óptimo para maximizar el ahorro energético.

Por lo tanto, está clara la necesidad de contar con un banco de ensayos versátil para equipos térmicos de baja potencia pero hace falta concretar exactamente los requisitos técnicos que debe reunir un banco de estas características. Estos requisitos o especificaciones se van a determinar en el siguiente apartado.

## **2.7. Especificaciones técnicas del nuevo banco de ensayos**

### **2.7.1. Componentes principales**

Tal como se ha visto anteriormente, todas las instalaciones presentadas en la bibliografía consultada están enfocadas o bien al ensayo de soluciones de trigeneración o de equipos de refrigeración absorción comerciales trabajando de forma individual o integrados en sistemas convencionales de refrigeración. Por otra parte, sería necesario cubrir también otros aspectos de investigación no tan aplicada como por ejemplo el ensayo de equipos de absorción experimentales con nuevos fluidos o nuevos componentes.

Para dar respuesta a estas necesidades, en esta tesis se va a diseñar y construir un banco para el ensayo de equipos térmicos de pequeña potencia. El banco deberá estar formado por los siguientes subsistemas principales:

- Sistema de generación y distribución de energía térmica para la activación
- Sistema de disipación de calor y de generación de carga térmica (refrigeración)
- Cámara climática y unidad de tratamiento de aire
- Sistema de regulación, control y adquisición de datos.

El banco diseñado deberá permitir ensayar sistemas que requieran suministro de energía eléctrica o calor y disipación de calor a temperaturas más bajas que la ambiente del lugar, como son:

- a. Equipos de absorción agua/agua y aire/agua a carga parcial con control ON/OFF o control por caudal o temperatura;
- b. Equipos de refrigeración por compresión a carga nominal y a carga parcial;
- c. Equipos ORC, basados en ciclos Rankine con fluidos orgánicos;
- d. Sistemas de cogeneración (MTG y MCI) acoplados a equipos de absorción.

El banco de ensayos deberá disponer de varias estaciones de prueba que permitan conectar aunque no ensayar varios equipos simultáneamente. Concretamente se van a construir cuatro estaciones de prueba. Tres de las estaciones de prueba estarán diseñadas para el ensayo de equipos por absorción refrigeradas por agua, y cada una de ellas dispondrá de tres circuitos: circuito del generador, del evaporador y del condensador/absorbedor. Una de estas tres estaciones estará dentro de la cámara climática para ensayar equipos por absorción refrigerados por aire.

La cuarta estación de prueba estará equipada con un solo sistema de aporte de calor y de refrigeración especialmente adecuado para ensayos de equipos de generación de energía mecánica de pequeña potencia tipo Rankine.

Los equipos de refrigeración por compresión se conectarán en las mismas estaciones de prueba que las de absorción, simplemente sustituyendo el circuito del generador por la alimentación eléctrica del compresor.

## 2.7.2. Determinación de los límites de potencia, temperatura y caudal

Para determinar los límites de operación del banco de ensayos, se ha tomado como referencia la potencia y temperaturas de los equipos de absorción disponibles en el mercado (Tabla 2.1), las potencias y temperaturas más habituales en los equipos de cogeneración de pequeña potencia (tablas 2.2 y 2.3) y la normativa aplicable a los ensayos de equipos de absorción Norma ARI-560-2000.

Para el acoplamiento entre sistemas de cogeneración y equipos de absorción, para fijar un límite superior a la potencia máxima que podrá ensayarse en el banco, se ha elegido una microturbina Capstone C30 y un motor de combustión interna MAN E0824E301. Con la potencia térmica recuperable de ésta MTG (unos 60 kW) se pueden ensayar todos los equipos de absorción de menos de 50 kW existentes en el mercado, excepto el equipo de refrigeración de amoniaco/agua del fabricante AGO.

Con respecto al ensayo individual de los equipos de absorción, fijando el límite máximo de potencia de refrigeración en 35 kW y la temperatura del agua de activación en 120°C, se podrían ensayar todos los equipos activados por agua caliente excepto la enfriadora de AGO por falta de potencia y la de Broad por falta de temperatura.

El límite de temperatura se ha fijado en 120°C, por ser un punto donde los fabricantes de equipos suelen pasar de la gama de baja temperatura a la gama de alta temperatura (típicamente equipos de doble efecto). Trabajando con temperaturas

superiores a 120°C, se encarece considerablemente el coste de la instalación (precio de caudalímetros, válvulas de control, bombas de circulación de agua, aislamiento, etc.).

Los límites de caudal de cada uno de los circuitos vienen determinados por la potencia térmica del propio circuito y por los requerimientos de la norma aplicable en los ensayos. Tomando como referencia la enfriadora de agua Yazaki SC10 (35kW, COP=0.7) y la norma ARI-560-92, el caudal mínimo requerido en el banco de ensayos en cada uno de los circuitos sería el siguiente:

Circuito del evaporador: 5.04 m<sup>3</sup>/h

Circuito del condensador/absorbedor: 19.9 m<sup>3</sup>/h

Circuito del generador<sup>1</sup>: 8.6 m<sup>3</sup>/h

Los límites del sistema de control y de adquisición de datos vienen determinados por los límites exigidos en la norma aplicable en los ensayos a realizar. Aplicando la norma ARI-560-92, los límites serían los siguientes:

Error máximo en la medida de temperatura: 0.1°C

Error máximo en la medida de caudal: 1%

Estabilidad del sistema de control de temperatura:  $\pm 0.3^\circ\text{C}$

Estabilidad del sistema de control de caudal:  $\pm 5\%$

Para diseñar el banco de ensayos teniendo en cuenta todas las consideraciones anteriores se han fijado las siguientes especificaciones:

### **Sistema de generación de energía térmica**

- Potencia térmica: 100 kW  
Capacidad de modulación entre 20 kW y 100 kW
- Temperatura de trabajo a dos niveles:  
Aceite térmico: 300°C  
Agua caliente a alta temperatura: 120°C
- Caudal de agua caliente a alta temperatura: 14 m<sup>3</sup>/h
- Presión del circuito a alta temperatura: 6 bar
- Agua caliente a baja temperatura: 120°C
- Caudal de agua caliente a baja temperatura: 14 m<sup>3</sup>/h
- Presión del circuito a baja temperatura: 6 bar

---

<sup>1</sup> La norma fija como caudal de ensayo el recomendado por el fabricante para condiciones nominales del equipo, en este caso la Yazaki SC10.

### **Sistema de disipación de calor**

- Potencia térmica a temperatura ambiente de 35°C: 75 kW
- Caudal: 14 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura: 60°C
- Presión máxima: 6 bar

### **Circuito del generador**

- Potencia térmica: 50 kW
- Caudal: 10 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura: 120°C
- Presión máxima: 6 bar

### **Circuito del condensador/absorbedor**

- Potencia térmica: 85 kW
- Caudal: 20 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura: 60 °C
- Presión máxima: 6 bar

### **Circuito del evaporador**

- Potencia térmica: 35 kW
- Caudal: 6 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura máxima: 60 °C
- Temperatura mínima: -24 °C
- Presión máxima: 6 bar

### **Sistema de generación y distribución de agua fría**

- Potencia: 100 kW
- Caudal nominal: 14 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura máxima: 20°C
- Temperatura mínima: 4°C
- Presión máxima: 6 bar

### **Sistema de tratamiento de aire**

- Potencia máxima a evacuar de la cámara climática: 57 kW
- Potencia máxima a aportar a la cámara (ensayo bombas de calor): 40 kW
- Caudal de aire a circular por la cámara climática: 3500 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura del aire a la entrada de la cámara (refrigeración): 9°C
- Temperatura del aire a la entrada de la cámara (bomba de calor): 30°C
- Aporte de agua pulverizada para control de Humedad: 12 l/h
- Cámara climática:  
Volumen: 3m x 3m x 3m



Temperatura mínima: - 5°C  
Temperatura máxima: 50°C  
Presión máxima: 20 mm c.a  
Presión mínima: -20 mm c.a

#### **Sistema de control y adquisición de datos (SCADA) y equipos de medida**

- Capacidad de almacenamiento suficiente (300 GB)
- Frecuencia de escaneo desde 1 segundo con capacidad para aumentar hasta una hora a intervalos de 1 segundo.
- El conjunto de VCT con su PID asociado tiene que controlar el valor medio de las temperaturas con una desviaciones  $< \pm 0,2^{\circ}\text{C}$  respecto al valor de consigna.
- El conjunto variador de frecuencia (VHz ) con su PID asociado tiene que controlar el valor medio de caudal con una desviaciones  $< \pm 1\%$  respecto al valor de consigna.
- Para las sondas de temperatura y para los caudalímetros se ha fijado una precisión mínima de  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$  y  $\pm 1\%$  respectivamente, en todo el rango de medida requerido en los ensayos.

#### **Sistema de suministro de energía eléctrica**

- Potencia mínima requerida para recibir y exportar: 100 kVA
- Analizador de redes con capacidad para medir: tensiones, intensidades, potencia activa, potencia reactiva, distorsión armónica de intensidades y tensiones.

#### **Sistema de suministro de gas natural**

- Potencia mínima requerida: 150 kW
- Presión mínima requerida: 30 mbar
- Un punto de conexión para la caldera de aceite térmico.
- Un punto de conexión para MTG y equipos accionados por gas natural.

## **2.8. Conclusiones**

Atendiendo a la revisión bibliográfica realizada se concluye que muchos de estos sistemas de ensayos para equipos de cogeneración y absorción adolecen de la versatilidad necesaria para el ensayo de equipos similares pero con características tan diferentes que casi siempre obligan a realizar cambios en el propio sistema utilizado para realizar nuevos ensayos. Además de su versatilidad, el banco debe ser adecuado no solo para la caracterización de las prestaciones de los equipos sino también para el análisis de estas prestaciones en condiciones a carga parcial con el ensayo de estrategias de control que permita seleccionar el control óptimo para maximizar el ahorro energético.



Se han fijado además los componentes básicos y las especificaciones del banco de ensayos. Este banco deberá estar formado por los siguientes subsistemas principales:

- Sistema de generación y distribución de energía térmica
- Sistema de disipación de calor y de generación de carga térmica (refrigeración)
- Cámara climática y unidad de tratamiento de aire
- Sistema de regulación, control y adquisición de datos.

Además de con unas especificaciones técnicas para los rangos de caudal, temperaturas y presiones fijados de acuerdo con las características de funcionamiento de los equipos de absorción y cogeneración de pequeña potencia y las recomendaciones técnicas establecidas en las normas internacionales para el ensayo de equipos similares.

# 3

---

## **Diseño, construcción y puesta a punto del banco de ensayos**

### **3.1. Introducción**

Este capítulo está dedicado al diseño, construcción y puesta a punto del banco de ensayos cuyas especificaciones se han establecido en el capítulo anterior.

El banco se ha diseñado para ensayar enfriadoras de absorción de pequeña potencia, de llama directa y de activación indirecta con agua caliente o aceite térmico, con disipación de calor con agua o con aire, y operando tanto a plena carga como a carga parcial. Esta instalación ha de permitir disponer de los caudales y temperaturas requeridas en los distintos circuitos para estudiar el comportamiento de dichos equipos en distintos ambientes.

El banco está integrado básicamente por un sistema de generación de calor, un sistema de disipación de calor y una serie de equipos térmicos y de circuitos de fluidos caloportadores de interconexión del equipo a ensayar con los sistemas de generación de calor y de disipación. El banco dispone de un sistema de control y de adquisición de datos, y de cuatro estaciones de prueba que permiten tener conectados hasta cuatro equipos simultáneamente.

Una vez diseñado y construido el banco de ensayos se ha realizado la puesta a punto, en que además de realizar las calibraciones y determinar las incertidumbres de los instru-

mentos de medida se realizaron distintos tipos de ensayos para determinar los límites de operación y las prestaciones del banco. Básicamente se trata de determinar los límites de la potencia térmica y la temperatura de suministro, el calor y las temperaturas máxima y mínima a las que puede evacuarse dicho calor, las prestaciones del sistema de tratamiento de aire etc.. Asimismo en la puesta a punto se ha de comprobar la capacidad del sistema para controlar el caudal y la temperatura de cada uno de los circuitos y para registrar y almacenar la información obtenida en los ensayos.

Para comprobar el funcionamiento del banco se han realizado unos primeros ensayos con un equipo experimental de una enfriadora de absorción de 10 kW disponible en el laboratorio. Los ensayos se han realizados tanto en condiciones nominales como a carga parcial con distintos modos de control. En una segunda fase se ensayaron varios equipos comerciales de enfriadoras de absorción de distintas características en condiciones nominales con el fin de comparar estos resultados con los facilitados por el fabricante.

## 3.2. Diseño conceptual del banco de ensayos

Las máquinas de refrigeración por absorción son máquinas accionadas mediante calor y suelen utilizarse para producir agua fría para aplicaciones de climatización y refrigeración.

Las máquinas de absorción comerciales trabajan generalmente con tres fuentes de calor: la de activación a la temperatura más alta, la de disipación de calor a una temperatura próxima a la temperatura del ambiente exterior y la de la carga de refrigeración cuya temperatura depende de la aplicación.

El ciclo básico de refrigeración por absorción se muestra en la Figura 3.1. En la Figura 3.2 se muestran los niveles de temperatura requeridos y el calor que hay que aportar y evacuar en el equipo de refrigeración:  $Q_G$  es el calor de activación que se aporta a la temperatura  $T_G$ ;  $Q_E$  es el calor que extrae la máquina de la zona a refrigerar o climatizar, siendo la temperatura  $T_E$  dependiente de la aplicación,  $Q_A$  es el calor que hay que evacuar del absorbedor y  $Q_C$  el calor que hay que evacuar para condensar el vapor de refrigerante que sale del generador.

En los equipos comerciales de pequeña potencia, el condensador y el absorbedor están conectados en serie, mientras que en los de gran capacidad están en paralelo y trabajan a la misma temperatura ( $T_{C/A}$ ) que es del orden de la temperatura ambiente exterior. El balance de energía en la enfriadora, en ausencia de pérdidas térmicas, es el siguiente:

$$Q_G + Q_E = Q_C + Q_A = Q_{C/A}$$

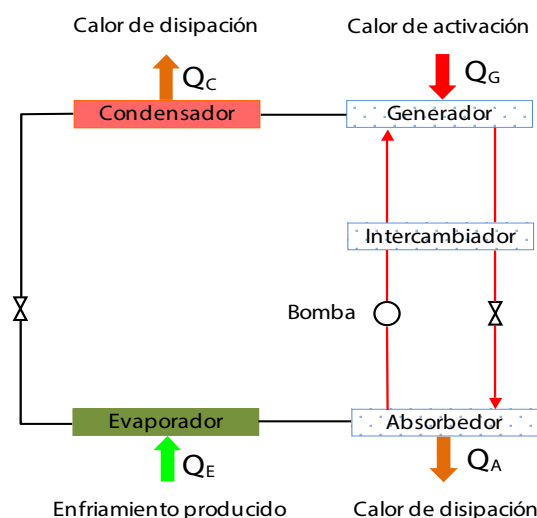


Figura 3.1 Ciclo de refrigeración por absorción.

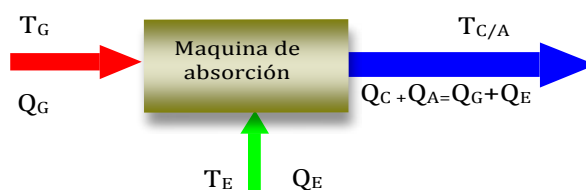


Figura 3.2 Intercambios de calor de la maquina de refrigeración de absorción con las fuentes de calor.

Para analizar el comportamiento de las máquinas de absorción, el banco de ensayos tiene que suministrar el calor de activación  $Q_G$ , aportar la carga térmica requerida en el evaporador  $Q_E$  y evacuar el calor del condensador/absorbedor  $Q_{C/A}$  al sumidero de calor en las condiciones de temperatura y caudal requeridas en los ensayos. Una forma de reducir la potencia del sumidero de calor y simplificar los circuitos del banco de ensayos, es recuperar parte del calor del condensador/absorbedor (Figura 3.3) para utilizarlo como carga térmica del evaporador, de forma que el calor a evacuar sea  $Q_{ge}$ .

En la Figura 3.4 se muestra el esquema conceptual del banco diseñado para ensayar equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia. En dicho esquema se muestran los circuitos básicos conectados a la maquina de absorción y que básicamente son los circuitos hidráulicos del condensador/absorbedor, del evaporador y del generador.

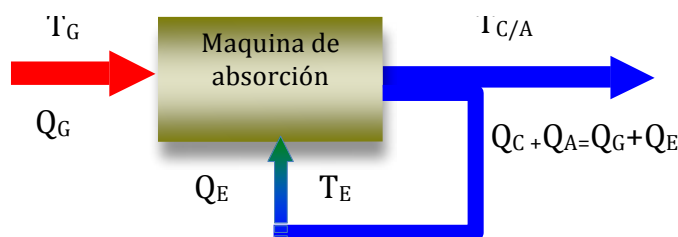


Figura 3.3 Disposición de los circuitos para reducir el calor evacuado al sumidero de calor  $Q_G$

El circuito del generador está conectado a una caldera de gas de aceite térmico a través de un intercambiador de calor aceite/agua, pudiéndose también disponer de aceite térmico a temperaturas de hasta 200°C y de agua caliente a 90°C procedente de una micro-turbina de gas disponible en el laboratorio.

El circuito del evaporador y el del condensador/absorbedor están conectados al sistema de disipación de calor a través de sendos intercambiadores de calor de placas agua/agua.

El sistema de disipación de calor consta de un aerorefrigerante y de una bomba de calor reversible de forma que en aquellos casos en que las condiciones ambientales no sean adecuadas para enfriar el agua a la temperatura requerida en los ensayos con el aerorefrigerante, se puede utilizar la bomba de calor en modo de refrigeración para conseguir las temperaturas requeridas. Asimismo, el banco dispone de una cámara climática y una unidad de tratamiento de aire (UTA) con el fin de poder ensayar equipos de disipación con aire. En tal caso la unidad debe ubicarse en la cámara climática de forma que la bomba de calor y la unidad de tratamiento de aire permitan acondicionar el aire dentro de la cámara a la temperatura y humedad requeridas en los ensayos.

En la Figura 3.5 se muestra el diagrama de bloques del sistema de control y adquisición de datos (SCADA). Para adaptarse a las necesidades del banco de ensayos, el SCADA dispone de trece nodos repartidos por la zona donde se encuentran los sistemas que forman el banco de ensayos. La comunicación entre nodos y de los nodos con el PLC se realiza por medio de un bus CANOPEN que recorre todos los nodos y llega al PLC para transferir todas las señales que serán procesadas en el PLC y cuyos resultados se visualizan en el SCADA a través de ETHERNET.

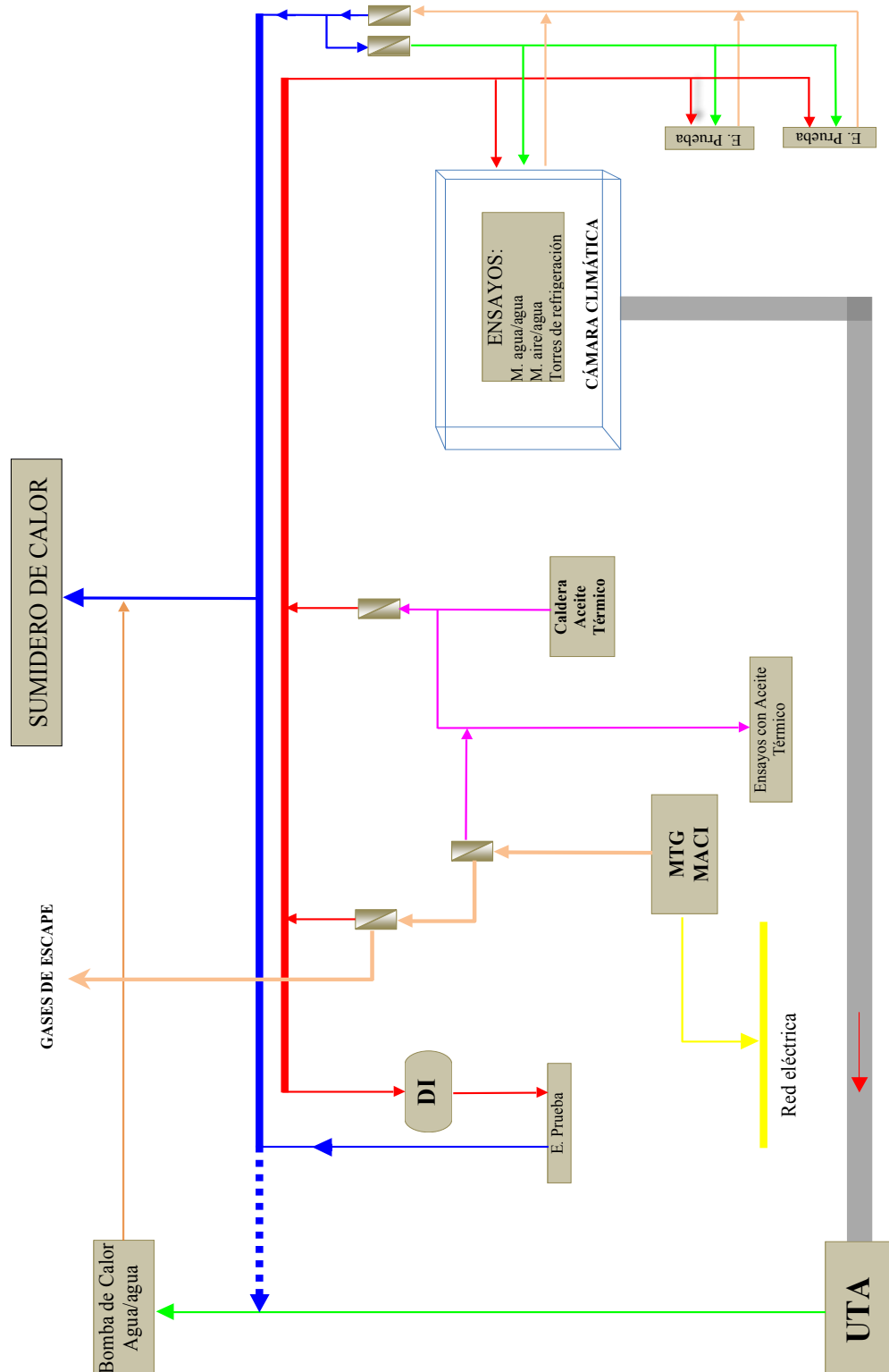


Figura 3.4 Esquema conceptual del banco de ensayos (las flechas indican la dirección del flujo de calor).

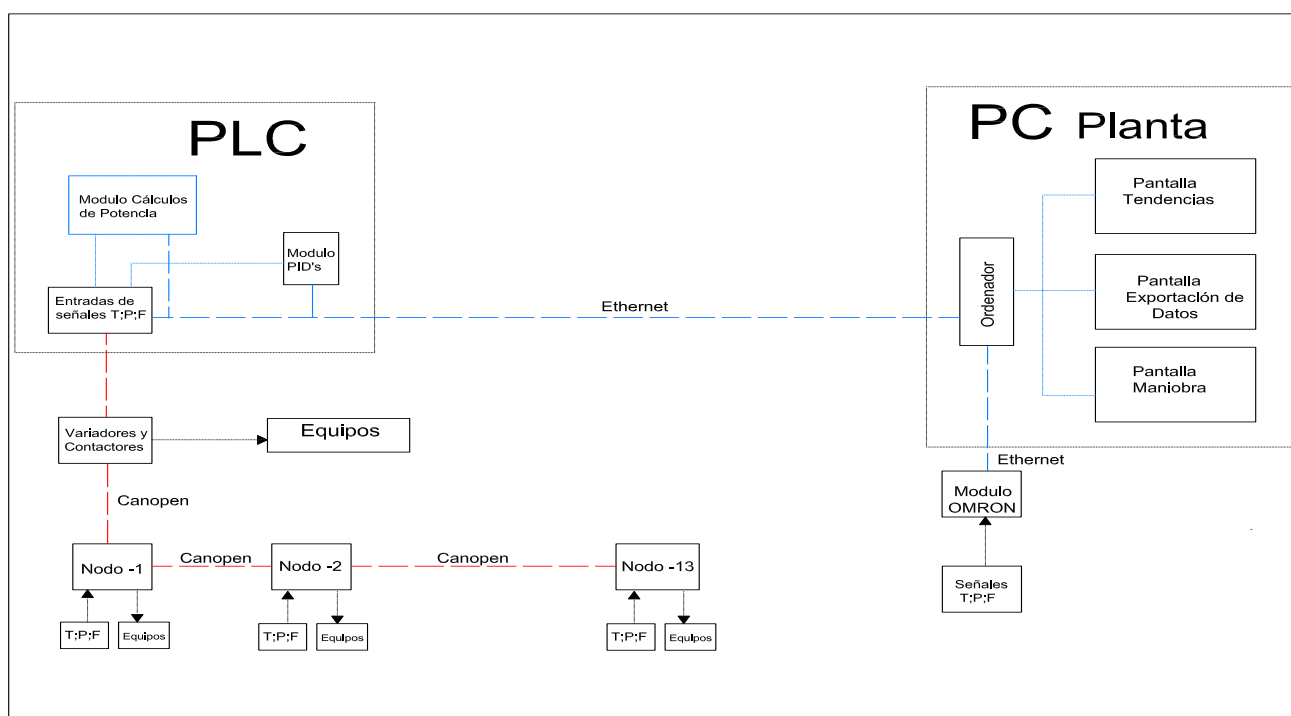


Figura 3.5 Diagrama de bloques del SCADA.

### 3.3. Diseño del banco de ensayos

Para adaptarse a las exigencias de los ensayos requeridos en los equipos definidos anteriormente, el banco está formado por varios sistemas y subsistemas que pueden trabajar de forma independiente y/o interconectados entre sí.

Dado que uno de los objetivos es ensayar prototipos que pueden requerir la realización de modificaciones a medida que se va desarrollando el proyecto, el banco se ha diseñado con cuatro estaciones de prueba para equipos activados por agua caliente y una para equipos activados indirectamente con aceite térmico para aplicaciones en que se requiera trabajar a alta temperatura. Esta disposición facilita poder realizar ensayos con un equipo mientras se realizan modificaciones en otro. Dos estaciones están pensadas para ensayos de equipos de refrigeración por absorción refrigerados con agua, y otra está dentro de la cámara climática para poder ensayar equipos de refrigeración de absorción o de compresión que disipen el calor mediante aire.

El banco de ensayos está formado por los siguientes sistemas:

- Sistema de generación y distribución de energía térmica.
- Sistema de disipación de calor y de generación de carga térmica.
- Cámara climática y unidad de tratamiento de aire.
- Sistema de regulación y adquisición de datos.

En la Figura 3.6 se muestra un esquema simplificado de todo el conjunto del banco de ensayos. En esta figura puede verse que el sistema de generación y distribución de energía térmica dispone de una caldera de gas de aceite térmico en que el aceite puede calentarse hasta 300°C y proveer de agua caliente hasta 120°C, y una micro-turbina de gas que incorpora dos recuperadores de calor de gases de escape dispuestos en serie que producen aceite térmico a temperaturas de hasta 200°C, en uno de ellos, y agua caliente hasta 90°C en el otro. En cuanto al sistema de distribución de energía térmica, existen dos circuitos de agua caliente, uno a alta temperatura y otro a baja temperatura.

El sistema de disipación de calor dispone de un aero-refrigerante y una bomba de calor reversible conectados al sistema de disipación de calor. El circuito del condensador/absorbedor y el circuito del evaporador están conectados al sistema de disipación de calor a través de sendos intercambiadores de calor de placas.

El banco dispone de una unidad de tratamiento de aire que evacua el calor generado en la cámara climática cuando se ensaya una máquina de refrigeración con disipación por aire, y controla la temperatura y la humedad del aire de la cámara climática. La unidad de tratamiento de aire utiliza la bomba de calor reversible agua/agua para el tratamiento del aire.

En el Anexo Anexo I, apartado AI.1, se detallan las características técnicas de los componentes, sistemas y equipos auxiliares del banco de ensayos, incluido el sistema de adquisición y control.

## 3.4. Diseño del banco de ensayos

La construcción del banco de ensayos comenzó a finales del 2006 y se ha realizado en varias fases a lo largo de los seis años siguientes. A lo largo de todo este tiempo se han ido completando y ampliando las prestaciones del banco e introduciendo mejoras en la instrumentación y sistema de control. En el Anexo I, apartado AI.3, se muestra el diagrama completo del banco de ensayos y la pantalla del SCADA.

## 3.5. Puesta a punto del banco de ensayos

Una vez diseñado y construido el banco de ensayos se procedió a realizar la puesta a punto. En primer lugar se procedió a calibrar las sondas de temperatura y los caudalímetros de los sistemas de generación, disipación de calor y de carga térmica, y determinar las incertidum-



bres de las medidas de temperatura y caudal. A continuación se determinaron mediante ensayos las prestaciones del suministro de energía térmica y del sistema de tratamiento de aire, así como la caracterización de la batería de agua fría de la unidad de tratamiento de aire. En el Anexo I, apartado AI.2, se recogen los detalles y resultados obtenidos de los trabajos realizados en la puesta a punto del banco de ensayos.

## **3.6. Ensayos preliminares con una enfriadora de absorción experimental**

Para ensayos de máquinas de refrigeración por absorción refrigeradas por agua, las funciones del banco de ensayos son: suministrar la energía térmica y eléctrica requerida en los ensayos, evacuar la energía generada en el condensador/absorbedor y suministrar la carga térmica requerida en el evaporador.

Analizando la normativa vigente aplicable a los equipos de absorción accionados con agua caliente, los parámetros que hay que controlar para determinar las prestaciones de estos equipos trabajando a carga total o parcial, son los siguientes:

- Caudales volumétricos del agua de los circuitos del generador, evaporador y condensador/absorbedor.
- Temperaturas del agua a la entrada del condensador/absorbedor, del generador y a la salida del evaporador.
- Consumo de energía eléctrica de la máquina a ensayar.

Para determinar la capacidad de control del caudal y de la temperatura de las corrientes de agua de los tres circuitos mencionados a los valores requeridos en los ensayos, y determinar la estabilidad del caudal y de la temperatura en cada uno de los circuitos (Figura 3.6) se han realizado ensayos con una unidad experimental de una enfriadora de agua de absorción de 10 kW de amoníaco/nitrato de litio, con disipación con agua y construida íntegramente con intercambiadores de placas.

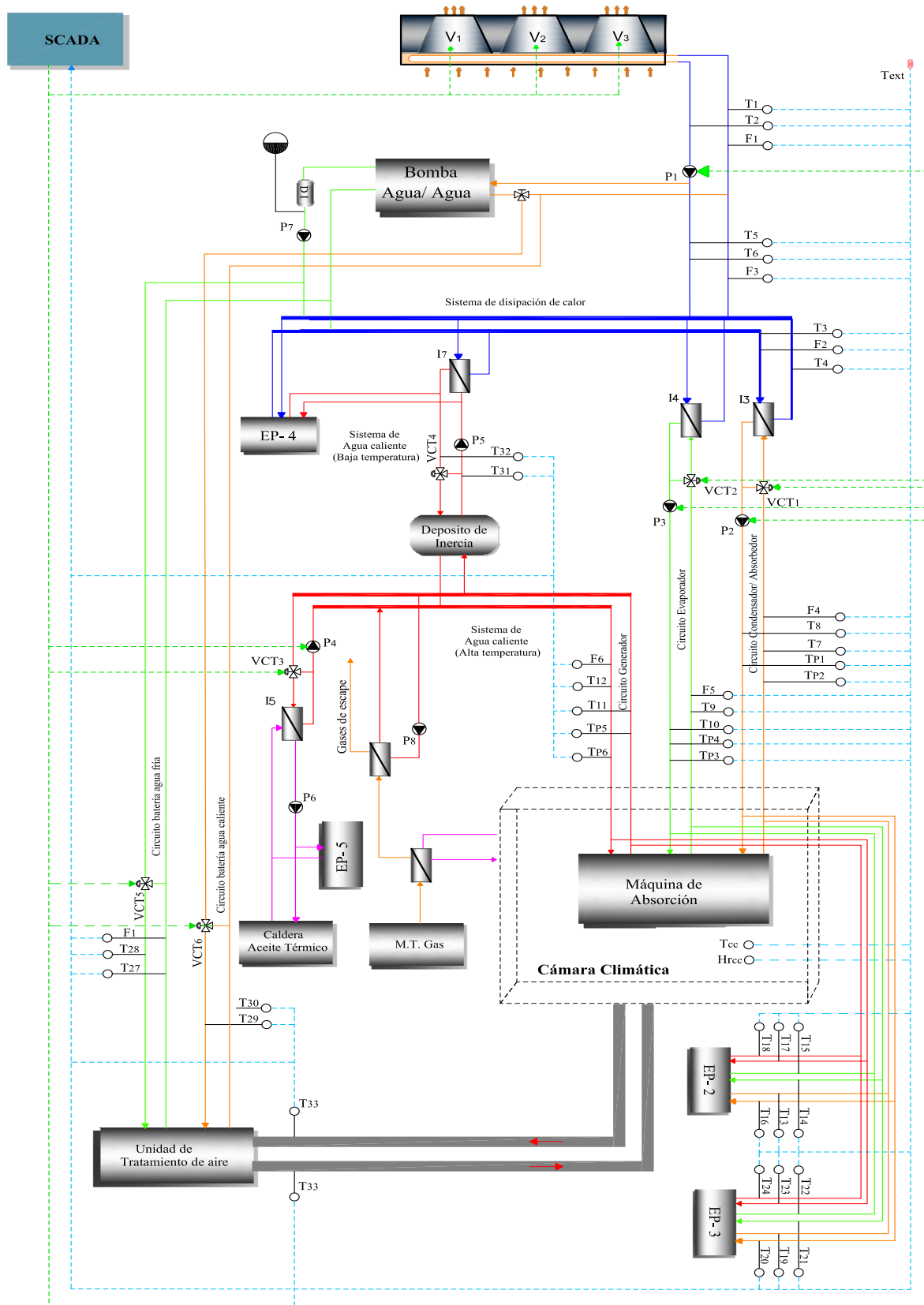


Figura 3.6 Esquema simplificado del banco de ensayos

Los ensayos se realizaron a carga nominal (100%) y a cargas de 75%, 50% y 25%. En los ensayos a carga parcial para adaptar la producción de agua fría a la demanda se han utilizado los siguientes modos de control:

- a. Control de la potencia con la temperatura del agua a la entrada del circuito del condensador/absorbedor;
- b. Control de la potencia con la temperatura del agua a la entrada del circuito del generador;
- c. Control de la potencia con el caudal de agua del circuito del generador;
- d. Sistema de control arranque/paro manteniendo en funcionamiento las bombas de circulación de agua P2 y P4;
- e. Sistema de control arranque/paro parando las bombas de circulación de agua P2 y P4 .

### 3.6.1. Ensayos a carga nominal

El alineamiento del banco para determinar las prestaciones a carga nominal de la enfriadora a ensayar es el indicado en el esquema simplificado de la Figura 3.7. Como puede observarse la enfriadora está conectada a los circuitos de agua del generador, condensador/absorbedor y evaporador, utilizando únicamente la caldera de gas de aceite térmico para el calentamiento, y el aero-refrigerante como sumidero de calor.

Una vez puestos en funcionamiento los circuitos de agua mencionados, se arranca la caldera y cuando alcanza la temperatura del agua caliente del generador el valor requerido en el ensayo, se arranca la unidad a ensayar. Una vez que la máquina está trabajando en condiciones estabilizadas, se tomaron durante treinta minutos los valores de los caudales, temperaturas y pérdidas de carga de las corrientes registradas por el SCADA e indicadas anteriormente.

En la Tabla 3.1 se muestran los valores de consigna, los promedios medidos y los de estabilidad obtenidos . Asimismo se disponen de los graficos de la evolución temporal de los caudales, temperaturas, perdidas de carga y potencia intercambiada en cada uno de los circuitos (Figura 3.8). El consumo de energía eléctrica de la unidad ensayada también se muestra en la Figura 3.8.

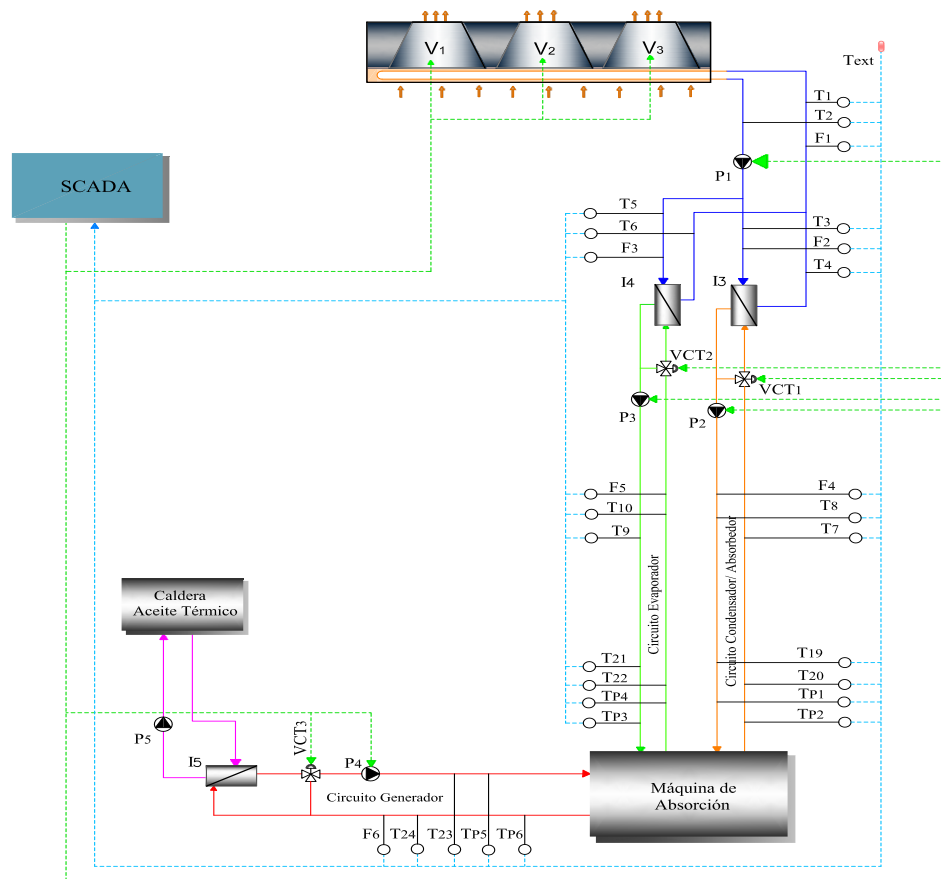


Figura 3.7 Esquema simplificado para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua.

Tabla 3.1 Valores medios y de estabilidad durante los ensayos a carga nominal de la enfriadora.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0.07$
Temperatura de salida de generador, $T_{24}$ (°C)	-	84,5	$< \pm 0.06$
Caudal del generador, $F_6$ (m³/h)	3.18	3,18	$< \pm 0.01$
Presión a la entrada del generador, $P_5$ (bar)	-	3,14	$< \pm 0.01$
Presión a la salida del generador, $P_6$ (bar)	-	2,79	$< \pm 0.01$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,00	$< \pm 0.05$
Temp. salida condensador/absorbedor, $T_{20}$ (°C)	-	34,4	$< \pm 0.07$
Caudal del condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6,25	6,25	$< \pm 0.01$
Presión entrada condensador/absorbedor, $P_1$ (bar)	-	1,84	$< \pm 0$
Presión salida condensador/absorbedor, $P_2$ (bar)	-	1,55	$< \pm 0.02$
Temperatura entrada evaporador, $T_{21}$ (°C)	-	10,5	$< \pm 0.03$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7,3	7,4	$< \pm 0.08$
Caudal del evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	2,99	0.01
Presión a la salida evaporador, $P_3$ (bar)	-	1,05	$< \pm 0.025$
Presión a la entrada evaporador, $P_4$ (bar)	-	0,41	$< \pm 0.025$
Balance de energía ( $Q_{eva} + Q_g + CEE - Q_{ac}$ )	-	0,7	-
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,41	$< \pm 0.035$

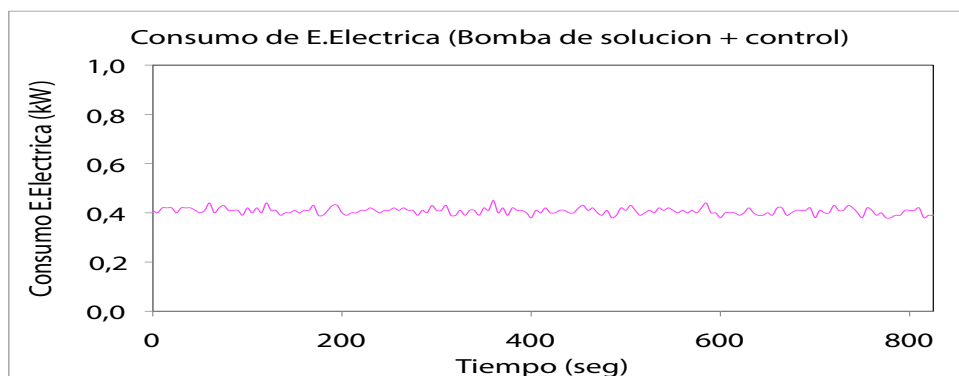
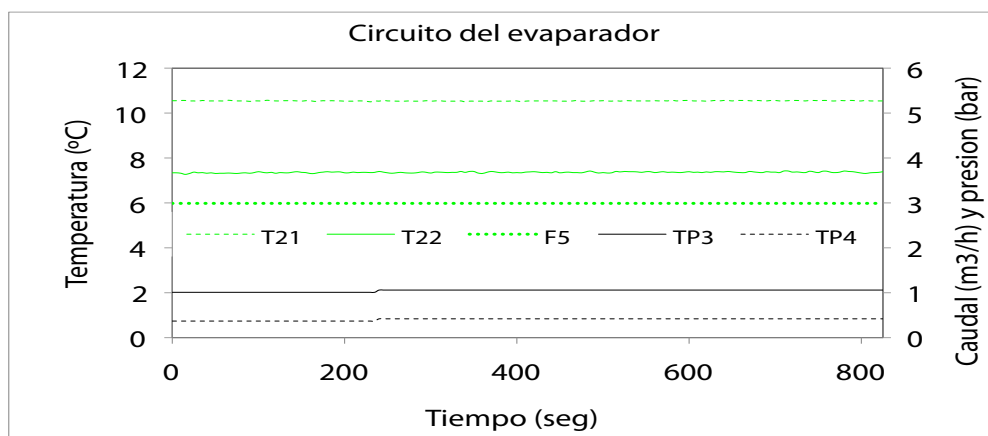
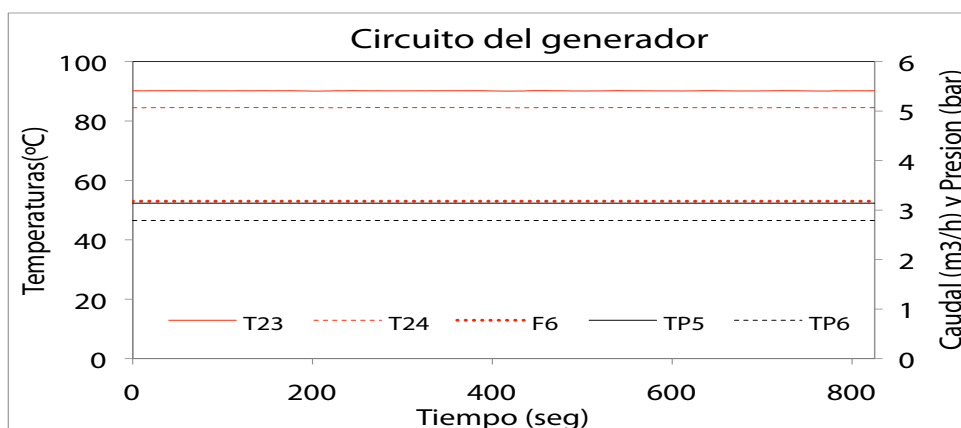
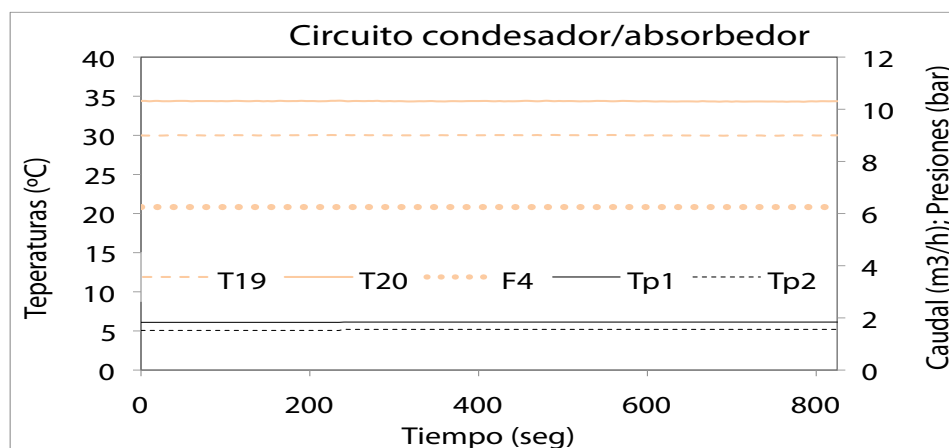


Figura 3.8 Resultados de los ensayos realizados con la enfriadora de agua en condiciones nominales.

### 3.6.2. Ensayos de la enfriadora a carga parcial

Para ajustar la potencia frigorífica a los valores requeridos en demanda manteniendo la temperatura y el caudal de agua fría en los valores requeridos en los ensayos, se puede actuar sobre el caudal y/o la temperatura del condensador/absorbedor, y sobre el caudal y/o la temperatura del generador.

En los ensayos realizados para determinar las prestaciones del banco a carga parcial ajustando la potencia a la demanda, se han utilizado los siguientes modos de control:

- a. Control de la temperatura del agua a la entrada del condensador/absorbedor,
- b. Control de la temperatura del agua a la entrada del generador, y
- c. Control del caudal de agua del generador.

Todos los ensayos realizados a carga parcial se han iniciado con el equipo trabajando a carga nominal en condiciones estabilizadas.

#### 3.6.2.1. Control de la potencia con la temperatura del condensador /absorbedor

Para los ensayos a carga parcial controlando la temperatura del agua a la entrada del condensador/absorbedor, se han realizado pruebas a carga parcial del 75%, 50% y 25%.

Partiendo de las condiciones estabilizadas a carga nominal, el procedimiento realizado para controlar la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor al 75% se describe a continuación. En primer lugar se procedió a aumentar de forma progresiva el punto de consigna de la válvula de control de la temperatura  $VCT_1$  hasta conseguir que la señal de potencia ( $PF_5$ ) generadas con el SCADA por las temperaturas  $T_9$  y  $T_{10}$  y el caudal  $F_5$ , se establezca en 7.5 kW. La señal  $PF_5$  mide la carga térmica que aporta el intercambiador  $I_4$  al circuito del evaporador y simula la carga térmica donde tendríamos conectado el prototipo.

Una vez estabilizada la potencia  $PF_5$  en 7.5 kW, se mantuvo el equipo trabajando en condiciones estables durante 30 minutos, y se tomaron lecturas de los valores de caudales y temperaturas registrados en el SCADA. En la Tabla 3.2 se muestran los resultados obtenidos para las temperaturas, presiones, caudales y potencia

Para los ensayos a cargas parciales del 50% se ha seguido el mismo procedimiento explicado mas arriba pero partiendo de las condiciones estabilizadas al 75% Análogamente se hizo para los ensayos al 25% partiendo de las condiciones estabilizadas al 50% . Los resultados

obtenidos se muestran en las Tablas 3.2, 3.3 y 3.4, y el Anexo AI.4 los graficos de los valores registrados de cudad, temperatura,  $\Delta P$  y potencia termica de cada uno de los circuitos y del consumo de energia electrica.

Tabla 3.2 Valores medios y estabilidad durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 75%, controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0.1^\circ\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	3,18	3,18	$< \pm 0.6\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,42	$< \pm 0.01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	15,50	$< \pm 3\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	-	32,6	$< \pm 0.2^\circ\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	6	6,00	$< \pm 0.8\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,24	$< \pm 0.02$ bar
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	22,45	$< \pm 5.8\%$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$< \pm 0.22^\circ\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	3	3,02	$< \pm 1\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,65	$< \pm 0.02$ bar
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	7,5	7,46	$< \pm 4.5\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,39	$< \pm 5.2\%$

Tabla 3.3 Valores medios y de estabilidad durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 50%, controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	89,9	$< \pm 0,13^\circ\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	3,18	3,17	$< \pm 1,1\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,42	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	11,79	$< \pm 5\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	-	34,9	$< \pm 0,16^\circ\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	6	6,00	$< \pm 1,2\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,23	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	16,24	$< \pm 5\%$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$0,14^\circ\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	3	3,04	$< \pm 0,3\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,67	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	5	4,96	$< \pm 9\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,39	$< \pm 9\%$

Tabla 3.4 Valores medios y de estabilidad durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 25%, controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,16^\circ\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3,18	3,17	$< \pm 1,1\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,42	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	8,82	$< \pm 5,6\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	-	36,2	$< \pm 0,08^\circ\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,00	$< \pm 1,33\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,23	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	11,26	$< \pm 6,9\%$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$< \pm 0,27^\circ\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,05	$< \pm 0,3\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,67	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	2,5	2,92	$< \pm 17\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,39	$< \pm 7,6\%$

### 3.6.2.2. Control de la potencia con la temperatura del generador

Para determinar las prestaciones del banco para ajustar la potencia a la demanda, controlando la temperatura del agua a la entrada del generador, se han realizado ensayos a carga parcial del 75%, 50% y 25%, siguiendo un procedimiento análogo al explicado en el apartado anterior, pero ahora controlando la potencia con la válvula  $VCT_3$ .

En las Tabla 3.5, 3.6 y 3.7 se muestran los resultados obtenidos de las temperaturas, presiones, caudales y potencia de los circuitos, operando la unidad a cargas parciales del 75, 50 y 25% respectivamente. y el Anexo AI.5 los gráficos de los valores registrados de dichas magnitudes.

### 3.6.2.3. Control de la potencia con el caudal del circuito del generador

Para determinar las prestaciones del banco para ajustar la potencia a la demanda, controlando el caudal de agua del circuito del generador, se han realizado ensayos con carga parcial de 85%, 50% y 25%, se ha seguido un procedimiento similar al de los apartados anteriores. Los resultados obtenidos se muestran en las Tablas 3.8, 3.9 y 3.10, y el Anexo AI.6 los gráficos de los valores registrados de caudal, temperatura,  $\Delta P$  y potencia térmica de cada uno de los circuitos y del consumo de energía eléctrica.



Tabla 3.5 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 75% , controlando la potencia con la temperatura del generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ ( °C)	-	82,4	$< \pm 0,14^{\circ}\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ ( m³/h)	3	3,00	$< \pm 2\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,41	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	15,08	$< \pm 6,6\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ ( °C)	30	30,1	$< \pm 0,05^{\circ}\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	5,99	$< \pm 1,3\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,25	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	22,25	$< \pm 5,5\%$
Temperatura salida evaporador , $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$< \pm 0,2^{\circ}\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 1\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,65	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	7,5	7,29	$< \pm 6,1\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,37	$< \pm 10\%$

Tabla 3.6 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 50%, controlando la potencia con la temperatura del generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ ( °C)	-	80,8	$< \pm 0,35^{\circ}\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ ( m³/h)	3	3,00	$< \pm 2\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,4	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	12,9	$< \pm 5,5\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ ( °C)	30	30,1	$< \pm 0,06^{\circ}\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6	$< \pm 1,2\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,3	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	18,1	$< \pm 5,5\%$
Temperatura salida evaporador , $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$< \pm 0,15^{\circ}\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,5\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,7	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	5	5,3	$< \pm 6,7\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,37	$< \pm 6,7\%$

Tabla 3.7 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 25%, controlando la potencia con la temperatura del generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	-	77,4	$< \pm 0,3^{\circ}\text{C}$
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 2,1\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,4	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	9,48	$< \pm 7,2\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,1	$< \pm 0,07^{\circ}\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,0	$< \pm 2\%$
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,25	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	11,67	$< \pm 6,6\%$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	$< \pm 0,18$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,05	$< \pm 0,5\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,66	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	2,5	2,28	$< \pm 7,8\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,36	$< \pm 19\%$

Tabla 3.8 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 85%, controlando la potencia con el caudal generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,2$
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	-	0,7	$< \pm 1,4\%$
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,06	$< \pm 0,01$
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	15,83	$< \pm 2,4\%$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,1	$< \pm 0,06^{\circ}\text{C}$
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6	0,14%
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,25	$< \pm 0,01$
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	24,76	$< \pm 4,9\%$
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	6,9	$< \pm 0,13^{\circ}\text{C}$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,02	$< \pm 0,5\%$
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,63	$< \pm 0,01$
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	8,5	8,57	$< \pm 4,7\%$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,37	$< \pm 10\%$

Tabla 3.9 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 50%, controlando la potencia con el caudal generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	89,6	< ±0,22
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	-	0,55	< ±1,8%
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,07	< ±0,01
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	12,45	< ±2,4%
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,1	< ±0,06°C
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,0	< ±1,2%
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,26	< ±0,01
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	47,86	< ±7,6%
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	< ±0,15°C
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,02	< ±0,33%
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,67	< ±0,01
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	5	4,56	< ±5,6%
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,37	< ±8%

Tabla 3.10 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas, durante los ensayos realizados con un factor de carga parcial del 25%, controlando la potencia con el caudal generador.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	89,7	< ±0,26
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	-	0,41	< ±0,62%
$\Delta P$ generador (bar)	-	0,06	< ±0,01
Potencia térmica del generador $Q_{ge}$ (kW)	-	10,1	< ±3%
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,1	< ±0,07
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6	< ±1,2%
$\Delta P$ del condensador/absorbedor (bar)	-	0,26	< ±0,01
Potencia térmica condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-	12,10	< ±5,86%
Temperatura salida evaporador, $T_{22}$ (°C)	7	7,0	< ±0,25°C
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,03	< ±0,7%
$\Delta P$ evaporador (bar)	-	0,67	< ±0,01
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	2,5	2,54	< ±8,7%
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	0,37	< ±8%

### 3.6.2.4. Comentarios a los ensayos realizados a carga parcial con control de potencia

Analizando los valores obtenidos se puede comprobar que la desviación de los valores medios medidos respecto al valor de consigna de las magnitudes registradas, es inferior a los límites exigidos en las normas EN 12309-2:2000 y EN14511-3:2011, así como que los límites de estabilidad también son inferiores a los límites exigidos en dichas normas. De todo ello puede concluirse que es viable ensayar este tipo de equipos de absorción a carga parcial ajustando la potencia a la demanda, cumpliendo con los requisitos exigidos en las normas EN 12309-2:2000 y EN14511-3.

Hay que tener en cuenta que cuando se realicen ensayos a bajos caudales (inferiores a  $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ ) es recomendable conectar el equipo a ensayar cerca de la válvula controladora de temperatura (VCT), situada en nuestro banco de ensayos detrás de la cámara climática, ya que en estas condiciones se disminuye considerablemente el intervalo de tiempo transcurrido desde que se hace la corrección de temperatura con la válvula VCT hasta que llega el agua a la unidad ensayada, lo cual facilita el control de temperatura y disminuye los transitorios.

### 3.6.2.5. Ensayos a carga parcial con control arranque/paro

Para determinar las prestaciones del banco en ensayos a carga parcial con control ON/OFF, se conectó a la salida del evaporador un depósito de inercia de 150 litros (Figura 3.9) y se puso como referencia de control de la válvula de control de temperatura VCT2 la señal de potencia ( $PF_5$ ) generada con el SCADA con las temperaturas  $T_9$  y  $T_{10}$  y el caudal  $F_5$ . La señal generada  $PF_5$  mide la carga térmica que aporta el intercambiador de calor  $I_4$  al circuito del evaporador y simula la carga térmica donde tendríamos conectada la máquina. Con este alineamiento, la válvula  $VCT_2$  regula el caudal de agua que circula por el secundario del intercambiador  $I_4$  hasta conseguir que la potencia calculada por el  $PF_5$  se ajuste al punto de consigna fijado en el control de la  $VCT_2$ .

En este modo de operación la potencia frigorífica del equipo ensayado ( $Q_{\text{eva}}$ ) es superior a la carga conectada al circuito del evaporador ( $Q_{\text{carga}}$ ). La diferencia entre ambas potencias ( $Q_{\text{eva}} - Q_{\text{carga}}$ ), es aportada al evaporador por el depósito de inercia (Figura 3.10) bajando la temperatura del agua de dicho depósito y la del circuito del evaporador. Cuando la temperatura a la salida del evaporador ( $T_{22}$ ) llega al límite inferior de la banda de maniobra fijada en el sistema de control de la enfriadora en  $5^\circ\text{C}$ , dicho sistema da orden de paro a la enfriadora y el depósito de inercia cubre la demanda ( $Q_{\text{carga}}$ ) aumentando la temperatura del depósito y la de todo el circuito. Cuando la temperatura a la salida del evaporador ( $T_{22}$ ) llega al límite superior de la banda de maniobra ( $9^\circ\text{C}$ ) fijada en el sistema de control de la enfriadora, dicho sistema de control da orden de arranque del prototipo y se repite el ciclo.

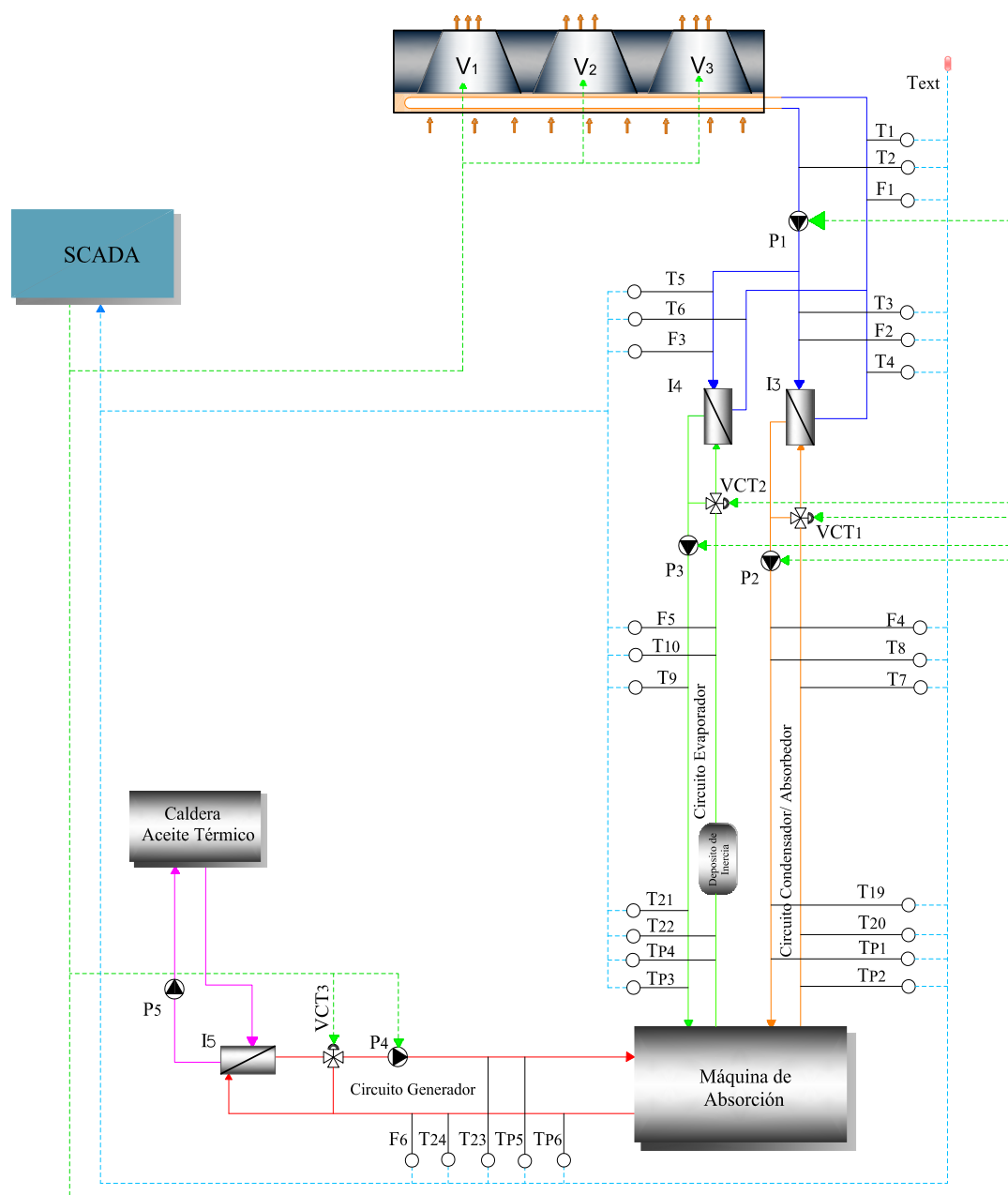


Figura 3.9 Esquema simplificado para ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga parcial con control ON/OFF.

Los ensayos a carga parcial con sistema de control de arranque/paro pueden realizarse manteniendo las bombas de los circuitos del condensador/absorbedor y del generador en funcionamiento cuando para la máquina por baja temperatura, o arrancando y parando cuando lo hace el equipo a ensayar. A continuación se describen los ensayos realizados para cargas del 75, 50 y 25% en las dos modalidades y se muestran los resultados obtenidos.

En el caso en que se mantengan las bombas de dichos circuitos en funcionamiento permanente, el procedimiento es el siguiente: para que el equipo a ensayar opere a una tempera-

tura media del agua fría equivalente a la nominal, en nuestro caso de 7°C, se fijó en el sistema de control de la enfriadora el punto de consigna del agua fría en 5°C con una banda muerta de 4°C. Se puso la válvula la válvula VCT2 en automático, seleccionando como referencia de control la señal de potencia PF5 y se fijó el punto de consigna en 7.5 , 5.0 y 2.5 kW. En las Tablas 3.11, 3.12 y 3.13 se muestran los resultados obtenidos en estas condiciones y, el Anexo AI.7, los graficos de los valores registrados de cudal, temperatura,  $\Delta P$  y potencia termica de cada uno de los circuitos y del consumo de energia electrica.

Tabla 3.11 Valores medios y de estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 75% con sistema de control ON/OFF manteniendo las bombas P2 y P4 en marcha.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	-
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	-
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,95	$< \pm 1\%$	-
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,00	$< \pm 1\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,2	$< \pm 1,5\%$	-
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,5^{\circ}\text{C}$	< 125
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,6	$< \pm 0,6^{\circ}\text{C}$	<260
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,95	$< \pm 1\%$	<10
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,00	$< \pm 1\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,2	$< \pm 1,5\%$	<10

Condicion es estabilizadas  
Durante el transitorio

Tabla 3.12 Valores medios, y estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 50% con sistema de control ON/OFF manteniendo P2 y P4 en marcha.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,8	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,95	$< \pm 0,34\%$	N/A
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,00	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,29	$< \pm 1,1\%$	N/A
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,5^{\circ}\text{C}$	< 180
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,8	$< \pm 0,6^{\circ}\text{C}$	< 130
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,95	$< \pm 0,34\%$	< 10
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,00	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,29	$< \pm 1,1\%$	<10

Condicion es estabilizadas  
Durante el transitorio

Tabla 3.13 Valores medios, y estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 25% con sistema de control ON/OFF manteniendo P2 y P4 en marcha.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,94	$< \pm 0,34\%$	N/A
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,02	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,33	$< \pm 1,1\%$	N/A
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,5^{\circ}\text{C}$	< 120
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,6	$< \pm 0,65^{\circ}\text{C}$	< 210
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,94	$< \pm 0,34\%$	< 10
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,02	$< \pm 0,6\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,33	$< \pm 1,1\%$	<10

Condicionadas estabilizadas  
Durante el transitorio

Para realizar los ensayos de la enfriadora operando a carga parcial arrancando y parando las bombas de los circuitos del generador ( $P_4$ ) y del condensador/absorbedor ( $P_2$ ), se conectó la orden de arranque y paro del equipo al SCADA para que dicho sistema de orden de arranque y paro a las bombas  $P_2$  y  $P_4$ . De esta manera el sistema de control de la enfriadora da orden simultánea de arranque y paro a la enfriadora y a las bombas  $P_2$  y  $P_4$ . En la Tablas 3.14, 3.15 y 3.16 se muestran los resultados obtenidos en los ensayos realizados al 75; 50 y 25% de carga, y el Anexo AI.8 los gráficos de los valores registrados de caudal, temperatura,  $\Delta P$  y potencia térmica de cada uno de los circuitos y del consumo de energía eléctrica.

Tabla 3.14 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 75% con sistema de control ON/OFF arrancando/parando la bombas P2 y P4 con el equipo.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,32	$< \pm 0,6\%$	N/A
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 4^{\circ}\text{C}$	< 120
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 1,6^{\circ}\text{C}$	< 210
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	0	-	< 10
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,6\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	0	-	<10

Condicionadas estabilizadas  
Durante el transitorio

Tabla 3.15 Valores medios, y estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 50% con sistema de control ON/OFF arrancando/parando la bombas P2 y P4 con el equipo.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	6,2	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	2,8	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,2	$< \pm 0,6\%$	N/A
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 2,6^{\circ}\text{C}$	$< 180$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	29,9	$< \pm 1,3^{\circ}\text{C}$	$< 130$
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	0	-	$< 10$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	2,8	$< \pm 0,6\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	0	-	$< 10$

Condicionadas estabilizadas  
Durante el transitorio

Tabla 3.16 Valores medios y estabilidad de caudales y temperaturas durante los ensayos realizados a carga parcial 25% con sistema de control ON/OFF arrancando/parando la bombas P2 y P4 con el equipo.

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad	Tiempo estabili. (s)
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,0	$< \pm 0,1^{\circ}\text{C}$	N/A
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	2,91	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,6\%$	N/A
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	6,42	$< \pm 0,6\%$	N/A
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$< \pm 2,6^{\circ}\text{C}$	$< 180$
Temp. entrada condensador/absorbedor, $T_{19}$ (°C)	30	30,0	$< \pm 1,3^{\circ}\text{C}$	$< 130$
Caudal generador, $F_6$ (m³/h)	3	0	-	$< 10$
Caudal evaporador, $F_5$ (m³/h)	3	3,0	$< \pm 0,6\%$	-
Caudal condensador/absorbedor, $F_4$ (m³/h)	6	0	-	$< 10$

Condicionadas estabilizadas  
Durante el transitorio

### 3.6.2.6. Comentarios a las prestaciones del banco en los ensayos realizados a carga parcial con control ON/OFF

Los resultados obtenidos en los ensayos realizados a carga parcial con control de arranque y paro, muestran que en los arranques y paros de la enfriadora cuando las bombas de circulación de los circuitos del condensador/absorbedor y del generador están en marcha, las variaciones de temperatura a la entrada del generador y del condensador/absorbedor son inferiores a  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ , mientras que cuando las bombas arrancan y paran con la enfriadora, estas variaciones pueden llegar a  $\pm 9^{\circ}\text{C}$  en el cir-



cuito del generador y  $\pm 1.6^{\circ}\text{C}$  en el del condensador/absorbedor.

Estas oscilaciones en el control de temperatura del generador son originadas por la caída de la temperatura en dicho circuito. Al parar la bomba del circuito del generador  $P_4$ , deja de circular el agua por el intercambiador  $I_4$  y esto da lugar a que no haya aporte de calor del circuito de aceite de la caldera, al circuito del generador. La pérdida de calor a través del calorifugado de las tuberías del circuito del generador hace que baje la temperatura del agua en dichas tuberías de  $90^{\circ}\text{C}$  hasta unos  $81^{\circ}\text{C}$ .

En esas condiciones la válvula  $VCT_3$  se posiciona abierta el 100% tratando de mantener la temperatura a la entrada del generador; entonces, cuando arranca la bomba  $P_4$ , la temperatura del agua en el intercambiador  $I_4$  es prácticamente la misma que la temperatura del aceite de la caldera (de unos  $110^{\circ}\text{C}$ ), por lo que un cierto volumen de agua caliente a una temperatura de  $110^{\circ}\text{C}$  circulará desde el intercambiador  $I_4$  hasta la entrada de la enfriadora pasando por la sonda de temperatura que controla la válvula  $VCT_3$ .

El PID de ésta válvula  $VCT_3$  trata de mantener la temperatura al punto de consigna ( $90^{\circ}\text{C}$ ) dando orden de cierre a dicha válvula, generando un transitorio de sucesivas aperturas y cierres que tarda unos 180 segundos en conseguir que la temperatura a la entrada del generador quede estabilizada al valor de consigna. Una forma de reducir estas oscilaciones de temperatura y el tiempo del transitorio en el circuito del generador, es mejorando el calorifugado de las tuberías de dicho circuito.

En la Figura 3.10 se muestra la evolución de la potencia de refrigeración de la enfriadora, del caudal, temperatura y pérdida de carga del agua circulando por el circuito del evaporador, así como de la potencia eléctrica consumida por la enfriadora en dos ciclos de parada y arranque con las bombas de circulación funcionando. Como puede apreciarse en este gráfico, el control de la potencia que aporta el banco de ensayos al circuito del evaporador no se ve afectada por el arranque y paro de la máquina.

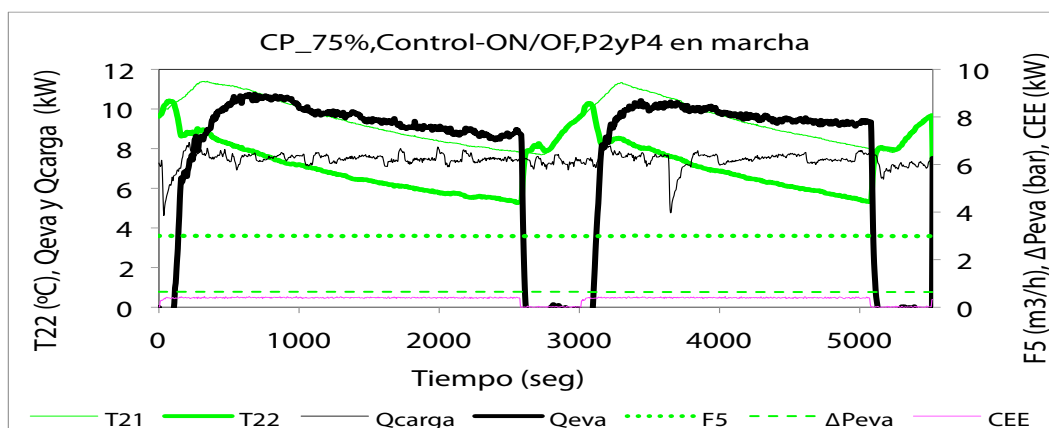


Figura 3.10 Variación del caudal, temperatura, potencias térmica y eléctrica y caída de presión ( $\Delta P$ ) en el circuito del evaporador en dos ciclos completos de arranque y parada.

De los resultados obtenidos relativos a los límites de estabilidad de los parámetros que definen las prestaciones del banco para ensayos a carga parcial con sistema de control ON/OFF, diferenciando el comportamiento durante el transitorio que se origina cuando arranca/para la enfriadora y cuando está trabajando en forma estabilizada, se observa que manteniendo las bombas  $P_2$  y  $P_4$  arrancadas cuando para el equipo, los límites de estabilidad son  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  para el control de temperatura,  $\pm 1\%$  para el control de caudales y  $\pm 10\%$  para el control de la carga aportada por el banco de ensayos al circuito del evaporador. Se consideran estos valores aceptables ya que cumplen con la normativa anteriormente mencionada.

## 3.7. Ensayos con enfriadoras de absorción comerciales

Con el fin de determinar las prestaciones del banco de ensayos a la hora de ensayar equipos de refrigeración por absorción comerciales y comprobar la capacidad del banco de establecer unas condiciones determinadas de temperaturas y caudales de los circuitos del equipo a ensayar, se han seleccionado y ensayado dos unidades de refrigeración por absorción de distintos fabricantes y de características diferentes, comparándose los resultados con la información facilitada por el fabricante.

### 3.7.1. Ensayos de la enfriadora a carga parcial

La enfriadora de absorción Yazaki WFC SC05 forma parte del grupo de equipos utilizados habitualmente en la climatización de edificios y que están comercializadas en el mercado español. Esta enfriadora es del tipo simple efecto, opera con la mezcla agua/bromuro de litio y está diseñada para la producción de agua fría a  $7/12.5^\circ\text{C}$  con una potencia nominal de 17.6 kW cuando las temperaturas del agua caliente de entrada y retorno en el generador son de  $88/83^\circ\text{C}$  y las temperaturas del agua de refrigeración son de  $31/35^\circ\text{C}$ , siendo los caudales de agua de 2.77 m<sup>3</sup>/h en el evaporador, 9.18 m<sup>3</sup>/h en el condensador/absorbedor y 4.32 m<sup>3</sup>/h en el generador.

El objetivo de los ensayos es el siguiente:

- Reproducir los diferentes puntos correspondientes a las curvas de funcionamiento facilitadas por el fabricante para la producción de agua fría a  $7^\circ\text{C}$ .
- Realizar varios puntos de funcionamiento de la enfriadora para la producción de agua fría a  $12^\circ\text{C}$  en distintas condiciones de operación.

En la Figura 3.11 se muestran las curvas de capacidad de refrigeración (A) y de calor

consumido (B) en función de la temperatura del agua caliente del generador para varios valores de la temperatura del agua de disipación, facilitadas por el fabricante.

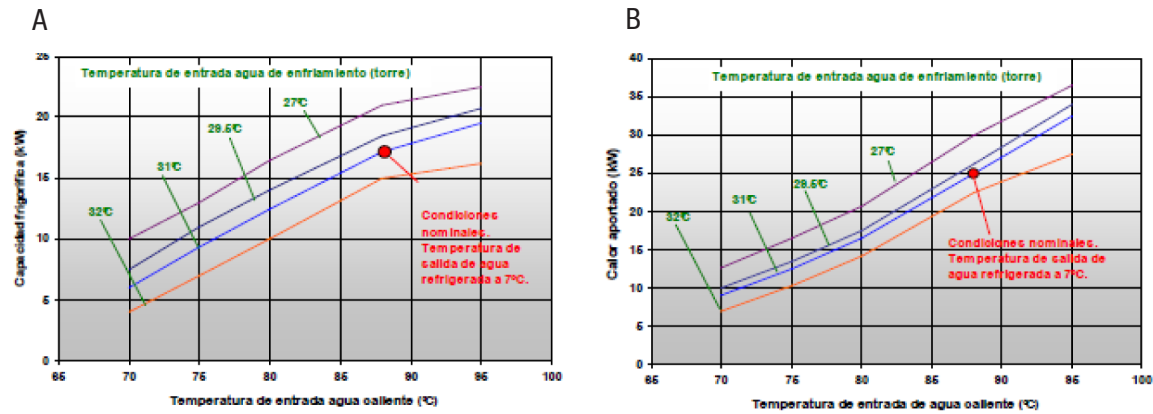


Figura 3.11 Curvas del fabricante: Variación de la capacidad frigorífica (A) y de la potencia consumida (B) con la temperatura del agua caliente para varias temperaturas del agua de refrigeración de la enfriadora Yazaki WFC SC 05.

Los ensayos se han realizado de acuerdo con los valores de temperaturas de entrada de agua caliente al generador, de salida de agua fría el evaporador y de entrada de agua de refrigeración indicadas en la Tabla 3. 17.

Tabla 3.17 Pruebas realizadas y valores de las temperaturas a las que se han realizado las pruebas.  
[Temperatura entrada agua caliente – Temperatura salida agua fría – Temperatura entrada agua refrigeración]

1	[70 – 7 – 27]	[80 – 7 – 27]	[88 – 7 – 27]	[95 – 7 – 27]
2	[70 – 7 – 29.5]	[80 – 7 – 29.5]	[88 – 7 – 29.5]	[95 – 7 – 29.5]
3	[70 – 7 – 31]	[80 – 7 – 31]	[88 – 7 – 31]	[95 – 7 – 31]
4	[70 – 7 – 32]	[80 – 7 – 32]	[88 – 7 – 32]	[95 – 7 – 32]
5	[70 – 12 – 29.5]	[75 – 12 – 29.5]	[80 – 12 – 29.5]	[88 – 12 – 29.5]

Los ensayos del 1 al 4 corresponden a las condiciones de las curvas facilitadas por el fabricante ( Figura 3.11) mientras que las pruebas correspondientes a las condiciones del 5 corresponden a la producción de agua fría a 12°C, condición diferente a las de funcionamiento de la enfriadora facilitadas por el fabricante.

Después de realizar las pruebas indicadas en el apartado anterior, se presenta en la Tabla 3.18, la recopilación de los resultados promedios obtenidos junto con sus incertidumbres . En la Figura 3.12 se comparan los valores obtenidos en los ensayos para la capacidad de

refrigeración de la enfriadora con las curvas del fabricante en función de la temperatura del agua caliente en el generador y para diferentes valores de la temperatura del agua de refrigeración. Los resultados obtenidos muestran que se han realizado satisfactoriamente los ensayos planteados para la enfriadora y que los resultados concuerdan con los facilitados por el fabricante.

Tabla 3.18 Resultados promedios de las pruebas realizadas con la enfriadora YAZAKI SC05.

Valores pruebas experimentales								
	Temp, agua fría [°C]	Temp, agua caliente [°C]	Temp, agua refrigeración [°C]	Capacidad frigorífica Q <sub>e</sub> [kW]	Potencia generador Q <sub>g</sub> [kW]	Potencia disipada Q <sub>ac</sub> [kW]	(Q <sub>e</sub> +Q <sub>g</sub> -Q <sub>ac</sub> )/(Q <sub>e</sub> +Q <sub>g</sub> ) [%]	COP
1	7,0	70,0	27,0	11,24 ± 0,62	14,89 ± 1,94	25,00 ± 2,71	4,52	0,75 ± 0,11
	7,0	80,1	27,0	17,03 ± 0,65	23,22 ± 2,05	40,09 ± 2,74	0,40	0,73 ± 0,11
	7,0	87,9	27,0	21,66 ± 0,65	28,39 ± 2,19	51,12 ± 2,82	-2,09	0,76 ± 0,11
	7,0	95,0	27,2	23,49 ± 0,66	31,37 ± 2,28	56,27 ± 2,82	-2,51	0,75 ± 0,11
2	7,1	70,1	29,5	7,91 ± 0,61	12,11 ± 1,86	19,19 ± 2,79	4,33	0,65 ± 0,11
	7,0	80,1	29,5	13,85 ± 0,64	19,46 ± 2,05	32,73 ± 2,80	1,77	0,71 ± 0,11
	7,0	88,0	29,5	18,47 ± 0,65	25,58 ± 2,16	42,17 ± 2,85	4,46	0,72 ± 0,11
	7,0	95,0	29,5	19,79 ± 0,65	28,21 ± 2,31	48,70 ± 2,87	-1,44	0,70 ± 0,11
3	7,0	70,1	31,0	6,13 ± 0,61	10,31 ± 1,91	15,70 ± 2,81	4,71	0,59 ± 0,11
	7,0	80,1	31,0	11,71 ± 0,63	17,46 ± 2,06	28,32 ± 2,87	3,00	0,67 ± 0,11
	7,2	87,9	31,0	16,53 ± 0,65	23,01 ± 2,16	37,70 ± 2,91	4,88	0,72 ± 0,11
	7,1	94,9	31,0	20,77 ± 0,65	28,51 ± 2,27	49,40 ± 2,92	-0,24	0,73 ± 0,11
4	7,0	70,1	32,0	4,80 ± 0,60	8,94 ± 1,91	12,73 ± 2,88	7,93	0,54 ± 0,11
	7,0	80,1	32,0	10,76 ± 0,63	16,53 ± 2,08	26,36 ± 2,90	3,53	0,65 ± 0,11
	7,2	88,0	32,0	15,08 ± 0,64	21,28 ± 2,14	34,57 ± 2,92	5,18	0,71 ± 0,11
	6,6	94,8	32,0	17,70 ± 0,64	23,77 ± 2,27	40,85 ± 2,96	1,52	0,74 ± 0,11
5	11,9	70,0	29,5	8,86 ± 0,67	12,42 ± 1,94	20,44 ± 2,83	4,11	0,71 ± 0,11
	12,1	75,0	29,5	13,39 ± 0,69	17,43 ± 2,12	30,29 ± 2,83	1,75	0,77 ± 0,11
	11,8	79,9	29,5	17,37 ± 0,72	21,90 ± 2,00	39,16 ± 2,87	0,28	0,79 ± 0,11
	11,9	87,9	29,6	25,36 ± 0,72	30,82 ± 2,24	56,51 ± 2,89	-0,58	0,82 ± 0,11

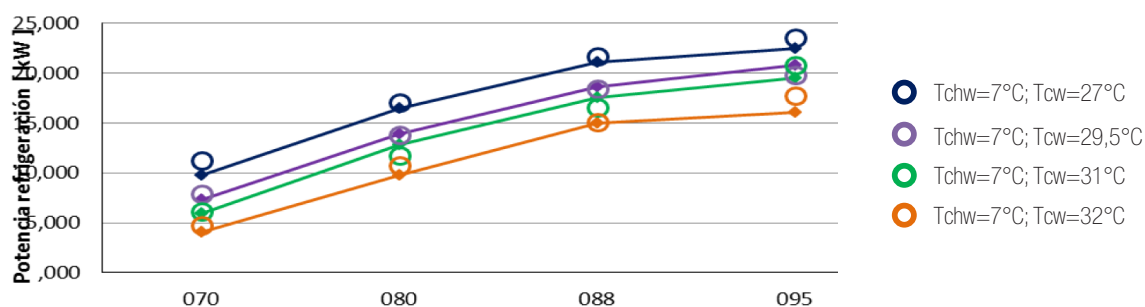


Figura 3.12 Comparación de los resultados de los ensayos con las curvas del fabricante para la capacidad de frigorífica en función de la temperatura del agua caliente en el generador, de la enfriadora Yazaki SC05.

### 3.7.2. Ensayo de una enfriadora Robur AC 60-00 TK refrigerada por aire

La enfriadora de agua Robur AC-60-00 TK forma parte del grupo de máquinas utilizadas en la climatización de edificios y que son comercializadas en el mercado español. Esta enfriadora de absorción tiene como fluido de trabajo una mezcla de NH<sub>3</sub>/Agua y es accionada mediante aceite térmico y está refrigerada por aire. La potencia nominal es de 18 kW y la temperatura nominal del aceite 180°C. En la Figura 3.13, se muestra la instalación del sistema de trigeneración integrado por una microturbina de gas y la enfriadora de absorción acoplados en el banco de ensayos.

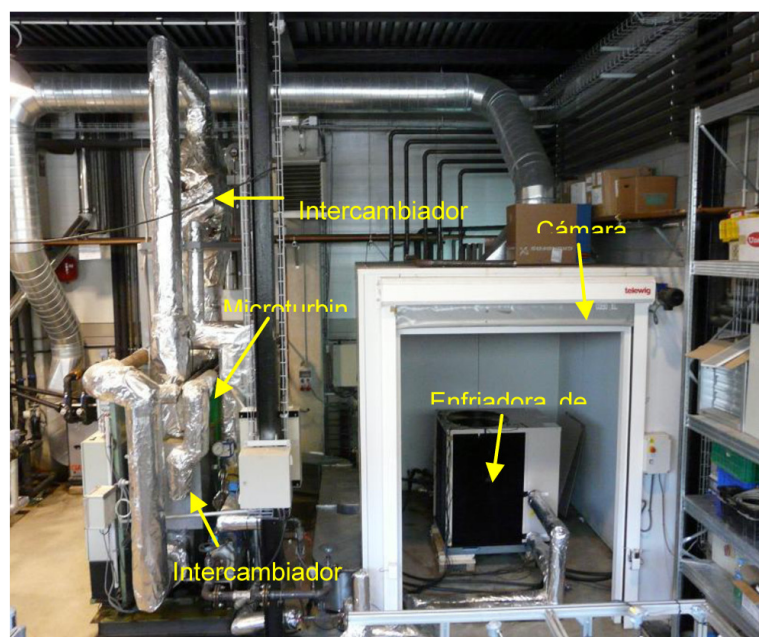


Figura 3.13 Instalación del sistema de trigeneración en el banco de ensayos con la enfriadora de absorción en la cámara climática.

En la Figura 3.14, se muestra la evolución de la temperatura del agua fría a la entrada y salida del evaporador (TFE1 y TFS1), la potencia del aceite térmico ( $Q_a$ ) y la potencia de producción de agua fría ( $Q_f$ ), con la microturbina trabajando a 18 kW y la temperatura del aire a 28 °C en la cámara climática.

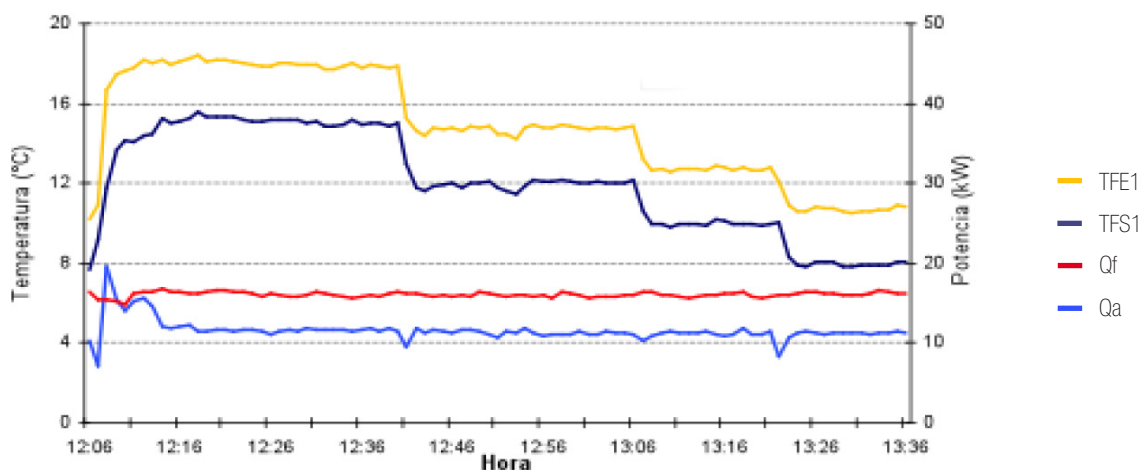


Figura 3.14 Temperatura de agua fría de entrada (TFE1) y de salida (TFS1) del evaporador, potencia térmica de aceite ( $Q_a$ ) y potencia de refrigeración ( $Q_f$ ), con la microturbina a 18 kW y la temperatura del aire a 28 °C en la cámara climática.

Analizando la Figura 3.14, se puede comprobar que el banco tiene capacidad para controlar la temperatura de agua fría en distintos rangos de operación y que no se generan transitorios al pasar de una temperatura a otra, así como que una vez estabilizada la temperatura las oscilaciones están en el intervalo  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ .

### 3.7.3. Otros ensayos realizados

En el banco de ensayos también se han realizado pruebas con un prototipo de refrigeración por absorción de simple efecto  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  (10kW) refrigerado por agua, con un equipo comercial de simple efecto  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  refrigerado por agua (Chillii -PSC12 de 12 kW. ) y con una enfriadora de agua/ bromuro de litio Rotartica de 4.5 kW. Todos estos equipos se han probado en diferentes condiciones de operación para desarrollar una metodología de validación de datos para equipos de refrigeración por absorción Martínez (2013).



## 3.8. Conclusiones

De los ensayos realizados con los equipos comerciales en el banco de ensayos construido, se han sacado tres conclusiones básicas:

- a. Cada equipo a ensayar y en especial los prototipos necesita de unas condiciones específicas de ensayo que obliga a hacer modificaciones en el banco, tanto en los circuitos hidráulicos como en el sistema de control y adquisición de datos (SCADA);
- b. Los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar un equipo están muy influenciados por la temperatura ambiente exterior (Tex) y por la caída de presión en los circuitos del equipo a ensayar, esto da lugar que a priori no se puedan saber los límites de caudal y temperatura a los que no se puede ensayar;
- c. Para que los resultados obtenidos en los ensayos sean válidos, es imprescindible disponer de un procedimiento de ensayos adecuado.

Para dar respuesta a la problemática descrita en la conclusión (a), se han ido realizando modificaciones en el banco hasta conseguir un banco “multifuncional” con posibilidad de variar los caudales y las temperatura de cada uno de los circuitos en un amplio rango de operación. El SCADA también se ha modificado tanto en el sistema de control como en el de adquisición de datos y ahora dispone de una gran flexibilidad para adaptarse a las necesidades de una amplia gama de ensayos. Con las modificaciones realizadas, y en lo referente a las máquinas de refrigeración (aunque no queda limitado a estos ensayos), con conectar los circuitos hidráulicos a una de las estaciones de prueba y la parte eléctrica al cuadro de distribución eléctrica, se pueden realizar los ensayos sin necesidad de tener que modificar la instrumentación y los sistemas de control.

Para dar respuesta a la conclusión (b) en el siguiente capítulo 4 se llevará a cabo la caracterización de los equipos fundamentales que forman el banco, así como del banco en su conjunto, y se desarrollarán varios programas de cálculo de forma que conociendo las características nominales del equipo a ensayar, será posible determinar a priori los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar el equipo, la frecuencia de trabajo de las bombas y el caudal de aire del aerorefrigerante.

Para dar respuesta a las necesidades de la conclusión (c), en el capítulo 5 se han desarrollado y validado una serie de procedimientos para el ensayo de máquinas de refrigeración trabajando a carga nominal, y trabajando a carga parcial.

Con los ensayos realizados se ha podido comprobar que es viable ensayar máquinas de refrigeración por absorción refrigeradas por aire o por agua. En el caso de máquinas refrigeradas por aire, los ensayos se han limitado a controlar la temperatura y la humedad relativa, aportando el calor dentro de la cámara climática con unas resistencias eléctricas.

Dado que en las máquinas refrigeradas por aire, el control de temperaturas y caudales del circuito del generador y del evaporador, es totalmente independiente del control de refrigeración del condensador/absorbedor, desde el punto de vista de los ensayos de máquinas refrigeradas por aire, las funciones del banco relacionadas con la refrigeración del condensador/absorbedor, quedan limitadas a controlar la temperatura y la humedad relativa del aire dentro de la cámara climática. Por consiguiente, no hay diferencia entre controlar la temperatura y la Hr evacuando el calor generado con una resistencia eléctrica, que evacuando el calor generado con una máquina de absorción refrigerada por aire, y se dan por válidos los resultados obtenidos en los ensayos realizados con la resistencia.





# 4

## **Caracterización del banco de ensayos y cálculo de las condiciones límites de ensayo de las enfriadoras de absorción a ensayar**

### **4.1. Introducción**

Este capítulo está dedicado a la caracterización del banco de ensayos diseñado y construido en esta tesis con el fin de desarrollar un programa de cálculo que permita determinar a partir de las características nominales del equipo a ensayar y de las condiciones ambientales externas en que se va a desarrollar el ensayo, los límites de caudal y temperatura de los circuitos de disipación, calentamiento y producción de agua fría que puede suministrar el banco de ensayos, así como la temperatura mínima que se puede conseguir dentro de la cámara climática para los ensayos de equipos refrigerados por aire.

Los límites de temperatura del circuito de disipación y del circuito del evaporador se determinan a partir del balance de energía y del coeficiente global de transferencia de calor del aerorefrigerante y de los intercambiadores de calor de los circuitos del condensador/absorbedor y del evaporador  $I_3$  e  $I_4$  (Figura 4.1). El límite de temperatura del aire de la cámara climática se determina a partir de la temperatura del agua fría suministrada por la bomba de calor del circuito de disipación del banco, del balance de energía y del coeficiente global de transferencia de calor de la batería de agua fría de la unidad de tratamiento de aire (UTA).

Los límites de caudal se determinan a partir de valores de las caídas de presión en el circuito inte-

rior de la máquina a ensayar, en el circuito del banco y de la curva característica de la bomba de circulación de agua asociada al circuito.

En los casos en que la temperatura mínima que se puede conseguir en el circuito del condensador/absorbedor sea superior a la temperatura requerida en los ensayos, para reducir el valor de dicha temperatura, hay que conectar el circuito del agua fría de la bomba de calor en modo refrigeración al sistema de disipación (Figura 4.1). En este caso los límites de temperatura del circuito de disipación y del circuito del evaporador se determinan a partir de la temperatura del agua fría de la bomba de calor, del balance de energía y de los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$ .

Previo a la caracterización del banco en su conjunto, se ha realizado la caracterización de cada uno de los componentes fundamentales del banco de ensayos: intercambiadores de calor y aero-refrigerante, bombas de circulación de agua, circuitos hidráulicos y unidad de tratamiento de aire (UTA). Dicha caracterización está basada en:

- a. La determinación del coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores de calor según las características propias de cada intercambiador y el caudal que circula por los lados primario y secundario, y del coeficiente global de intercambio de calor del aero-refrigerante en función de los caudales del aire y del agua;
- b. Las curvas características de las bombas de circulación del agua y de los circuitos asociados a cada una;
- c. Del coeficiente global de transferencia de calor de la batería de la unidad de tratamiento de aire en función de los caudales del aire y del agua.

Una vez caracterizados los componentes fundamentales, se ha realizado la caracterización del banco para las siguientes configuraciones:

- a. Banco alineado para el ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua, con el sistema de disipación de calor conectado directamente al aero-refrigerante (configuración de invierno) o conectado a la bomba de calor en modo refrigeración (configuración de verano).
- b. Banco alineado para ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por aire en la cámara climática.

## 4.2. Caracterización de los componentes del banco

En este apartado se obtienen las ecuaciones que permiten caracterizar los componentes fundamentales del banco de ensayos (Figura 4.1), tales como los intercambiadores de calor de los circuitos del condensador/absorbedor,  $I_3$ , y del evaporador,  $I_4$ ; el aero-refrigerante, las bombas de circulación de agua de los circuitos del banco ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ ), los circuitos hidráulicos asociados a cada una de las bombas de circulación de agua y la batería de agua fría de la unidad de tratamiento de aire.

### 4.2.1. Caracterización de los intercambiadores de calor $I_3$ e $I_4$

La caracterización de cada intercambiador se realiza determinando el coeficiente global de transferencia de calor ya que de esta forma se puede calcular el calor intercambiado a distintos caudales y temperaturas de las corrientes de los circuitos primario y secundario.

Para determinar el coeficiente global  $U$  de cada intercambiador se realizaron varios ensayos a distintos caudales para obtener una base de datos experimentales de  $U$  que permita determinar mediante un ajuste por el método de los mínimos cuadrados, los coeficientes  $a$  y  $b$  de las correlaciones típicas del número de Nusselt en función de los números de Reynolds y Prantl, según la expresión:

$$(4.1) \text{Nu}_L = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

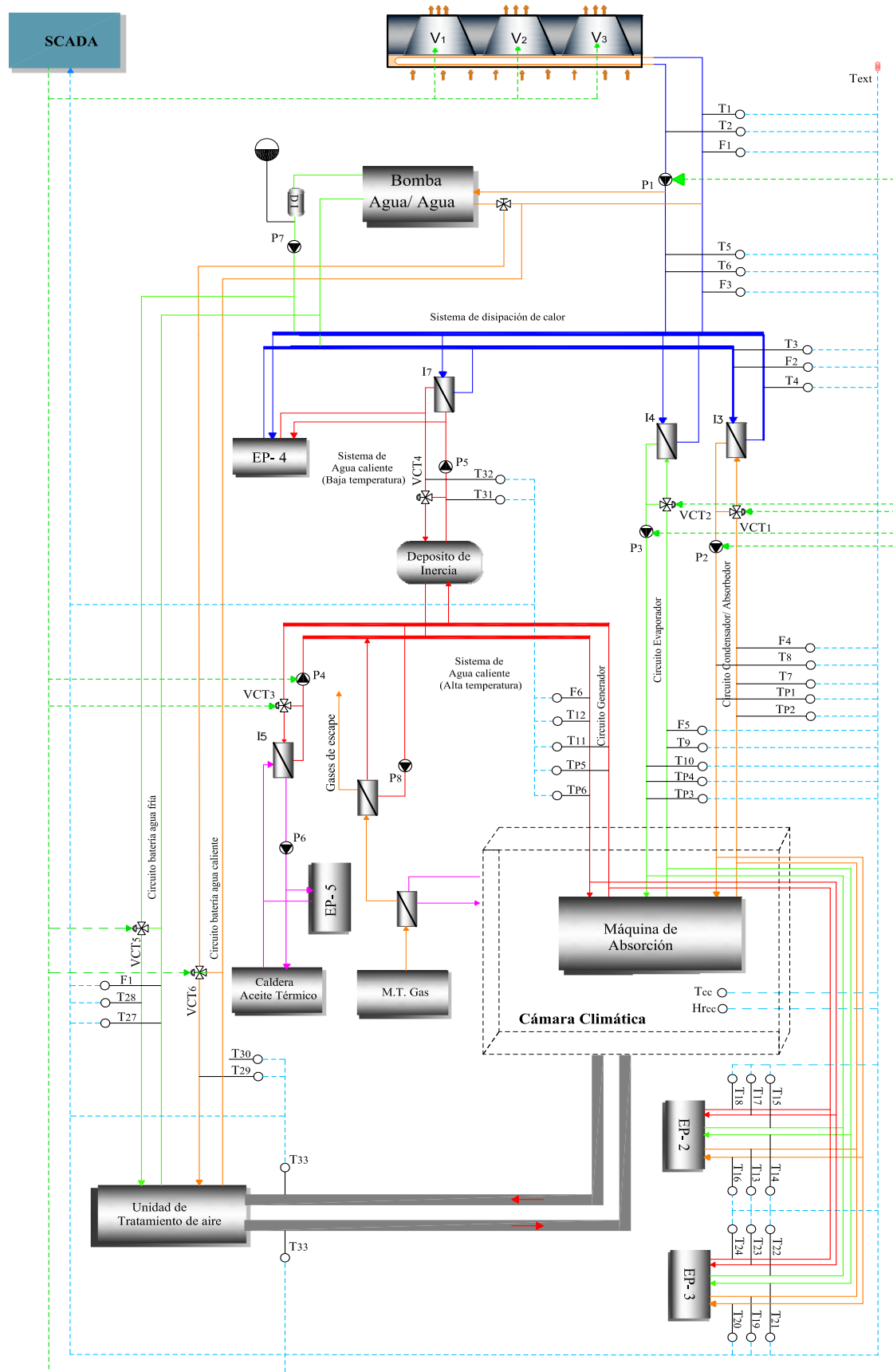


Figura 4.1 Esquema simplificado del banco de ensayos multifuncional.

Los ensayos realizados en cada intercambiador han permitido obtener los valores de  $U$  a partir del calor intercambiado,  $q$ , y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes, según la expresión 4.2, siendo  $A$  el área de la superficie de intercambio y  $\Delta T_{LM}$  la diferencia de temperaturas media logarítmica, en el supuesto de que la configuración del intercambiador es en contracorriente.

$$(4.2) \quad U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{LM}}$$

El valor de  $U$  puede calcularse a partir de las resistencias de convección de los fluidos caliente y frío y de la resistencia de la conducción de la pared mediante la expresión:

$$(4.3) \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{\varepsilon}{k_{pla}} + \frac{1}{h_f}}$$

Siendo  $h_c$  y  $h_f$  los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío, respectivamente y  $k_{pla}$  y  $\varepsilon$  la conductividad térmica y el espesor de la pared. Los coeficientes de transferencia de calor por convección de cada corriente se pueden obtener del número de Nusselt por medio de la expresión:

$$(4.4) \quad h = \frac{Nu_L \cdot K_{ag}}{D_H}$$

Donde  $K$  es la conductividad del fluido, y  $D_H$  el diámetro hidráulico del canal del intercambiador.

Mediante un ajuste por mínimos cuadrados de los valores experimentales de  $U$  y los calculados mediante las expresiones (4.3), (4.4) y (4.1) pueden obtenerse los valores de  $a$  y  $b$  que minimizan la función objetivo siguiente:

$$(4.5) \quad \sum_i^n 1 (U_{exp} - U_{cal})^2$$

Para determinar los coeficientes  $a$  y  $b$  del intercambiador  $I_3$  (Figura 4.2) se fijó la temperatura de entrada de agua caliente ( $T_8$ ) a 60°C, y se ajustaron los caudales de agua caliente ( $F_4$ ) y de agua fría ( $F_3$ ) a los valores requeridos en cada uno de los ensayos, y que se muestran en la Tabla 4.1.

El control de caudales y temperatura se realizó con el SCADA, el de caudales actuando sobre el control de velocidad de las bombas  $P_2$  (agua caliente) y  $P_1$  (agua fría), y el de temperatura actuando sobre la válvula de control de temperatura  $VCT_1$  (agua caliente) y sobre el ventilador  $V_1$  (agua fría). En la Figura 4.2, se indica de forma simplificada el esquema utilizado para los ensayos.

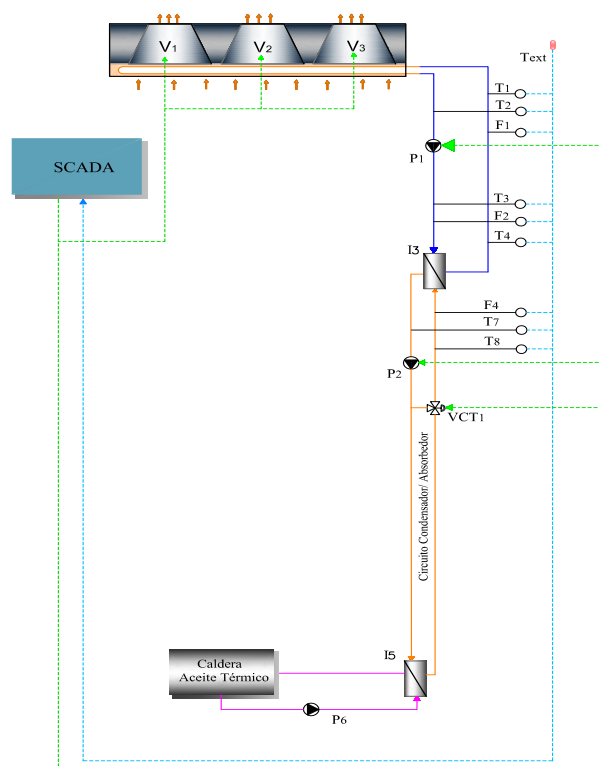


Figura 4.2. Esquema simplificado para ensayos del intercambiador  $I_3$ .

El procedimiento seguido para realizar cada uno de los ensayos ha sido el siguiente: Una vez arrancada la caldera, las bombas  $P_1$  y  $P_2$  y los ventiladores del aerorefrigerante, se pone el punto de consigna de la válvula controladora de temperatura VCT1 en  $60^{\circ}\text{C}$  y se ajustan los caudales de las dos corrientes del intercambiador a los valores requeridos en los ensayos. El control de temperatura del circuito de disipación se fijó en  $40^{\circ}\text{C}$ . Cuando las temperaturas y caudales están estabilizados, en un intervalo de tiempo de 10 minutos se tomaron los datos de caudal y de temperatura de entrada y salida al intercambiador de los circuitos, tomándose los valores medios en dichos intervalos. Los caudales y las temperaturas se consideran estabilizados cuando las oscilaciones de caudal son inferiores a  $\pm 0.2\%$ , y  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  para las temperaturas.

Se realizaron 19 ensayos a caudales de 10, 8, 6, 4 y  $2 \text{ m}^3/\text{h}$ , aproximadamente, y temperaturas entre 40 y  $50^{\circ}\text{C}$ . En la Tabla 4.1 se muestran los valores de los caudales y temperaturas de entrada y salida de cada una de las corrientes para los ensayos realizados, así como los valores correspondientes del coeficiente global de intercambio de calor del intercambiador de calor  $I_3$ . Una vez realizado el ajuste de estos valores por el método de mínimos cuadrados, se han obtenido unos coeficientes  $a$  y  $b$  de la correlación (4.1) cuyos valores son 0.33 y 0.5079 respectivamente. En la misma tabla se ha incluido una columna con los valores de  $U$  calculados con la correlación para dichos coeficientes, siendo la desviación cuadrática media del 5.2%. En el Anexo AII. 3, se muestran los gráficos con los valores de caudal y temperatura registrados en los ensayos.

Tabla 4.1. Valores medios medidos de caudales y temperaturas, y del coeficiente global U experimental y calculado con la correlación (4.1) ( $a=0.33$ ,  $b=0.5079$ ).

Nº de ensayo	$F_2$ (m³/h)	$F_4$ (m³/h)	$T^3$ (°C)	$T^4$ (°C)	$T_7$ (°C)	$T_8$ (°C)	U (W/m²,k)	
							Experimental	Calculado
1	10,9	10,0	39,6	46,3	50,3	57,6	1371	1329
2	8,5	10,0	39,9	48,7	52,4	59,9	1301	1258
3	6,4	10,0	38,9	49,7	53,3	60,3	1155	1173
4	4,0	10,0	36,7	51,8	54,0	60,1	1019	1026
5	2,0	10,0	33,5	55,1	55,7	60,1	778	825
6	10,1	8,0	40,2	47,4	50,8	59,9	1305	1238
7	6,5	8,1	39,0	49,3	51,8	60,0	1171	1117
8	4,2	8,1	37,4	51,1	52,6	59,9	1029	1000
9	2,2	8,1	34,7	54,8	54,8	60,1	803	819
10	6,4	6,0	38,1	47,8	49,5	59,8	1083	1028
11	4,3	6,1	36,6	49,6	50,5	59,8	972	936
12	2,2	6,2	34,4	53,7	53,0	59,9	771	775
13	5,3	4,6	47,2	52,3	53,5	59,4	834	946
14	2,1	3,8	33,4	50,8	50,2	59,6	601	689
15	2,4	2,4	33,0	47,9	44,6	59,4	650	638
16	8,8	8,1	40,1	48,1	51,2	59,9	1270	1205
17	6,4	8,1	39,1	49,3	51,8	59,9	1160	1114
18	4,2	8,1	37,1	51,2	52,7	60,0	1017	994
19	2,2	8,1	34,7	54,4	54,6	60,0	804	825

Dado que los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$  son iguales (mismo fabricante, mismo modelo y mismo número de placas) y que las condiciones de operación relativas a caudales y temperaturas de las corrientes son similares, los valores de los coeficientes a y b de la correlación (4.1) se han tomado iguales a los del intercambiador  $I_3$ .

## 4.2.2. Caracterización del aero-refrigerante

Para adaptarse a las necesidades de los equipos a ensayar, el aero-refrigerante dispone de tres ventiladores que pueden arrancar y parar de forma independiente (Figura 4.3). El ventilador  $V_1$  dispone de un variador de frecuencia que permite controlar su velocidad entre el 10 y el 100% de su frecuencia nominal. Esto nos permite variar el caudal de aire de forma uniforme entre el 3 y el 100% del caudal nominal y con ello el coeficiente global de transferencia de calor.

A continuación se presenta los procedimientos experimental y de cálculo seguido para determinar el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador



de calor agua/aire del aero-refrigerante, en función de los caudales de aire y de agua. La caída de presión del lado del agua ( $\Delta P_{\text{ag,aero}}$ ) se ha determinado de forma conjunta con la del circuito del aero-refrigerante incluyendo la bomba  $P_1$  alineada al intercambiador  $I_3$ . En la Figura 4.3 se muestra el esquema simplificado del circuito hidráulico utilizado para realizar los ensayos.

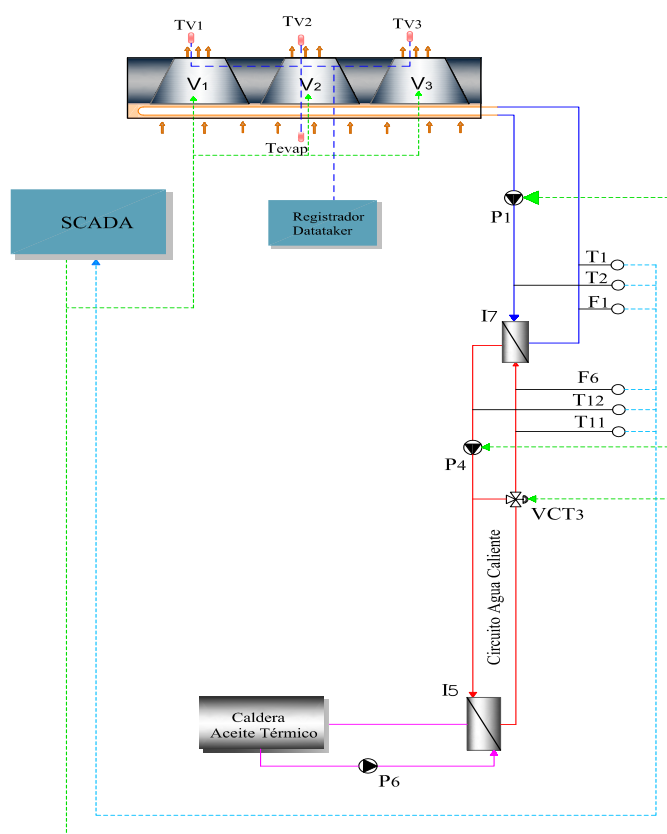


Figura 4.3 Esquema simplificado para determinar el coeficiente UA del aero-refrigerante.

Para medir los valores de caudal y temperatura del agua, se ha utilizado la instrumentación propia del banco de ensayos. La temperatura del aire a la entrada y salida de los ventiladores se ha medido con termopares tipo J, colocados específicamente para realizar este ensayo, registrándose sus valores en un registrador Datatake. Para facilitar el análisis de los resultados, se sincronizó el reloj y la frecuencia de escaneo del Datatake, con el reloj y la frecuencia de escaneo del SCADA. Las sondas utilizadas fueron calibradas convenientemente antes de realizar las medidas.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor del aero-refrigerante a partir de los datos experimentales de temperatura y caudal de las corrientes de aire y agua, se ha seguido un procedimiento similar al de los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$  del apartado anterior, con la salvedad de la ecuación (4.2) en que el valor medio de la diferencia de

temperaturas se calcula como el  $\Delta T_{LM}$  en contracorriente corregido con una factor  $F$ , que en nuestro caso es prácticamente igual a la unidad dado que la diferencia entre la temperatura del agua y del aire es muy grande. Los valores de  $UA$  obtenidos se correlacionaran con el caudal de aire mediante un ajuste por mínimos cuadrados.

Los ensayos se han realizado en dos series. La serie A corresponde al caudal nominal de la corriente de agua de  $12 \text{ m}^3/\text{h}$  en función del número de ventiladores en servicio, operando siempre al 100%. En esta serie también se ha comparado la eficiencia de los ventiladores colocados en los extremos del aerorefrigerante, con la del ventilador colocado en el centro. En la otra serie de ensayos, B, el caudal de agua es de  $6 \text{ m}^3/\text{h}$ , y se han repetido las mismas combinaciones de ventiladores que en la serie A.

Para realizar los ensayos se ha seguido el procedimiento siguiente (Figura 4.3): En primer lugar se ajustaba el caudal de agua que circula por el aero-refrigerante ( $F_1$ ) a los valores requeridos en los ensayos, y el caudal de agua caliente ( $F_6$ ) a valores similares a los de  $F_1$ . Con los tres ventiladores en marcha, se ajustaba el punto de consigna de la válvula  $VCT_3$  hasta conseguir que la potencia térmica disipada por el aero-refrigerante se aproximara al valor nominal (90 kW).

Una vez conseguida la potencia nominal del aero-refrigerante, se dejaba fijo el punto de consigna de la  $VCT_3$ , para que la temperatura a la entrada del aero-refrigerante ( $T_1$ ) se mantuviera constante para las distintas combinaciones de ventiladores. Una vez estabilizadas la temperatura y caudal de agua durante unos treinta 30 minutos, con oscilaciones de temperatura inferiores a  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  y de caudal inferiores a  $\pm 0.1 \text{ m}^3/\text{h}$ , se procedía a tomar los valores de temperatura y caudal de agua y registrarlos por el SCADA y para las temperaturas del aire con el Datatake.

Las medidas realizadas y los valores de  $UA$  correspondientes a los ensayos se muestran en la Tabla 4.2. En el Anexo AII.4 se muestran los graficos con los valores de caudal y temperatura de aire y de agua registrados en los ensayos .

Tabla 4.2 Resultados de los ensayos realizados en la serie A con un caudal de agua de  $12 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Nº de ensayo	Ventiladores en servicio			Datos lado aire			Datos lado agua				
	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$T_{E,ve} (^\circ\text{C})$	$T_{S,ve} (^\circ\text{C})$	$F_{ai} (\text{m}^3/\text{h})$	$F_1 (\text{m}^3/\text{h})$	$T_1 (^\circ\text{C})$	$T_2 (^\circ\text{C})$	$Q_{ag} (\text{kW})$	$UA (\text{kW/K})$
1	1	1	1	14,7	18,1	71556	11,9	28,9	22,2	92,4	10,2
2	1	0	0	13,6	16,9	48051	11,7	31,0	26,5	61,5	4,6
3	0	1	0	13,9	18,1	36287	11,9	30,9	26,6	59,1	4,7
4	0	0	1	14,0	18,9	30792	11,8	30,9	26,7	58,6	4,8
5	1	1	0	14,0	17,4	58265	11,8	29,1	23,4	77,5	7,4
6	0	1	1	14,5	18,2	57056	11,8	29,6	23,6	82,3	8,1
7	1	0	1	14,6	18,1	55095	11,8	29,3	23,7	76,1	7,5

Analizando los valores obtenidos para UA (Tabla 4.2) se puede considerar que el ventilador  $V_3$  es un 2% más eficiente que el  $V_2$ , y el este un 2% más eficiente que el ventilador  $V_1$ . En los ensayos realizados con dos ventiladores en servicio (ensayos 5, 6 y 7), también se confirma que el ventilador  $V_3$  es el más eficaz y el  $V_1$  el menos eficaz. Con los ventiladores  $V_3$  y  $V_2$  en servicio, el coeficiente UA es un 8% superior que con los ventiladores  $V_3$  y  $V_1$  en servicio, lo que confirma que el ventilador  $V_2$  es más eficaz que el  $V_1$ . Con los ventiladores  $V_3$  y  $V_1$  en servicio, el valor de UA es un 1% superior que con los ventiladores  $V_2$  y  $V_1$  en servicio, esto confirma que el ventilador  $V_3$  es más eficaz que el  $V_2$ .

El término UA se ha correlacionado con el caudal de aire mediante una expresión lineal del tipo  $UA = A F_{ai} + B$  (4.6)

Realizando un ajuste por el método de mínimos cuadrados, se ha encontrado que  $A = 1.654 \cdot 10^{-4}$  y  $B = -1.6427$ , estando el caudal de aire  $F_{ai}$  expresado en  $m^3/h$  y UA en  $kW/K$ . Repitiendo el proceso seguido con la serie A para los ensayos de la serie B, se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 4.3 y los gráficos de caudales y temperaturas mostrados en el Anexo AII.5.

Tabla 4.3 Resultados de los ensayos realizados en la serie B.

Nº de ensayo	Ventiladores en servicio			Datos lado aire			Datos lado agua				
	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$T_{e,ve} (^{\circ}C)$	$T_{s,ve} (^{\circ}C)$	$F_{ai} (m^3/h)$	$F_1 (m^3/h)$	$T_1 (^{\circ}C)$	$T_2 (^{\circ}C)$	$Q_{ag} (kW)$	UA (kW/K)
1	1	1	1	16,4	19,6	86240	6,13	35,7	23,0	90,2	8,45
2	1	0	0	18,5	23,4	38956	6,01	43,7	34,6	62,9	3,46
3	0	1	0	18,8	24,6	32740	6,01	43,5	34,4	63,4	3,69
4	0	0	1	18,5	24,9	30187	6,01	43,5	34,3	64,1	3,74
5	1	1	0	17,4	20,9	74595	5,96	40,3	27,7	86,4	6,02
6	0	1	1	15,9	21,0	53125	5,95	39,6	26,7	89,1	6,22
7	1	0	1	14,7	19,4	59388	5,94	39,1	25,7	92,1	6,17

Analizando los valores del coeficiente UA de la Tabla 4.3, se puede considerar que el ventilador  $V_3$  es un 1% más eficiente que el  $V_2$ , y el  $V_2$  un 7% más eficiente que el  $V_1$ . En los ensayos realizados con dos ventiladores en servicio (ensayos 5, 6 y 7), también se confirma que el ventilador  $V_3$  es el más eficaz, siendo el  $V_1$  el menos eficaz. Con los ventiladores  $V_3$  y  $V_2$  en servicio, el coeficiente UA es un 1% superior que con los ventiladores  $V_3$  y  $V_1$  en servicio, esto confirma que el ventilador  $V_2$  es más eficaz que el  $V_1$ . Con los ventiladores  $V_3$  y  $V_1$  en servicio, el UA es un 2% superior que con los ventiladores  $V_2$  y  $V_1$  en servicio, esto confirma que el ventilador  $V_3$  es más eficaz que el  $V_2$ .

Para correlacionar el caudal de aire y el término UA, se hicieron las mismas hipótesis y se siguió el mismo procedimiento que para la serie A. Los valores de los coeficientes A y B de la correlación de UA con el caudal de aire (Ecuación 4.6) para la serie B toman los valores  $A = 9.21 \cdot 10^{-5}$  y  $B = 0.468$

Comparando los valores de UA de ambas series para un mismo caudal de aire, se observa que la reducción del caudal del agua en un 50% conlleva una reducción en UA entre 17 y 24% dependiendo del número de ventiladores en funcionamiento.

### 4.2.3. Caracterización de los circuitos hidráulicos

En este apartado se trata de determinar el caudal de impulsión de cada una de las bombas de los circuitos hidráulicos del banco en función de la frecuencia y de la pérdida de carga en el circuito incluyendo la correspondiente al intercambiador de la máquina que está conectada. Como es obvio, el caudal máximo se obtendrá en el caso en que la frecuencia sea de 50 Hz.

El procedimiento seguido para un circuito determinado que incluye una bomba determinada, consiste en realizar una serie de ensayos a distintos caudales obtenidos cuando la bomba gira a distintas frecuencias, y medir la caída de presión entre la aspiración e impulsión de la bomba, para correlacionar a continuación la pérdida de carga con el caudal según una ecuación cuadrática.

Para realizar las medidas de pérdidas de carga se han utilizado dos transmisores de presión existentes en el laboratorio, uno suministrado por OSAKA modelo PP 30 y otro por WIKA modelo S10 (Tabla 4.4). Se calibraron los transmisores comprobándose su correcto funcionamiento.

Tabla 4.4 Características de los transmisores de presión (TP) utilizados para medir la caída de presión en los circuitos.

	TP aspiración	TP impulsión
<b>Fabricante</b>	WIKA	OSAKA
<b>Modelo</b>	S-10	PP 30
<b>Señal de salida</b>	4-20 mA	4-20 mA
<b>Rango de medida</b>	0-4 bar	0-30 bar
<b>Precisión</b>	$\leq 0,25$ bar; 0.5%	RT ; $\pm 0.5\%$
	$\geq 0,25$ bar; 0.25%	FS; $\pm 1\%$

El procedimiento seguido para determinar la curva de  $\Delta p$  en función del caudal (F) es el siguiente: una vez alineado el circuito a ensayar, con todas las válvulas de aislamiento y control totalmente abiertas, se conectaban los transmisores de presión al SCADA y a continuación se ajustaba la frecuencia de la bomba hasta conseguir el caudal requerido. Una vez el caudal estabilizado, se tomaban las lecturas del caudal y caída de presión registrados y se tomaba el valor medio en intervalos de cinco minutos como mínimo.

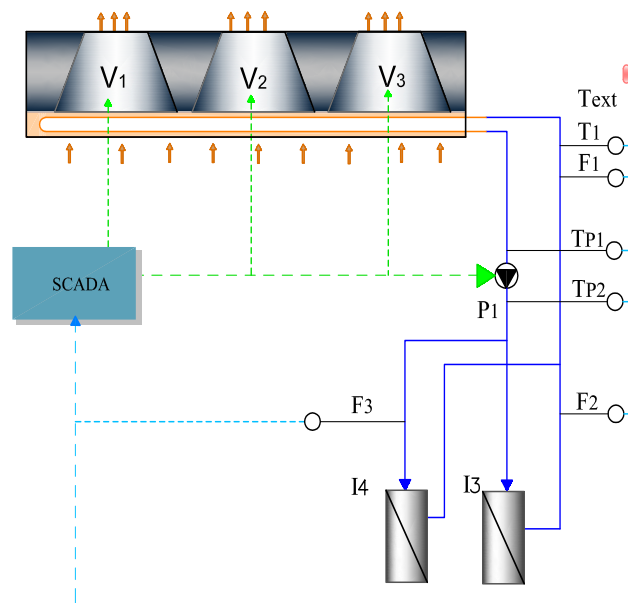


Figura 4.4. Esquema para determinar la caída de presión en función del caudal de la bomba  $P_1$  alineada a los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$ .

Tabla 4.5. Resultados de los ensayos para determinar la  $\Delta P$  del circuito en función del caudal ( $P_1$  alineada a  $I_3$  e  $I_4$ )

Circuito bomba $P_1$ con intercambiadores $I_3$ $I_4$				
$P_1$ (Hz)	$F_1$ (m3/h)	$P_{as.}$ (bar)	$P_{im.}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
0,0	0,0	1,3	1,4	0,0
5,0	1,3	1,3	1,4	0,0
12,5	3,5	1,3	1,5	0,2
25,0	7,3	1,2	2,0	0,8
37,5	11,3	1,2	2,7	1,6
50,0	15,0	1,1	3,7	2,6

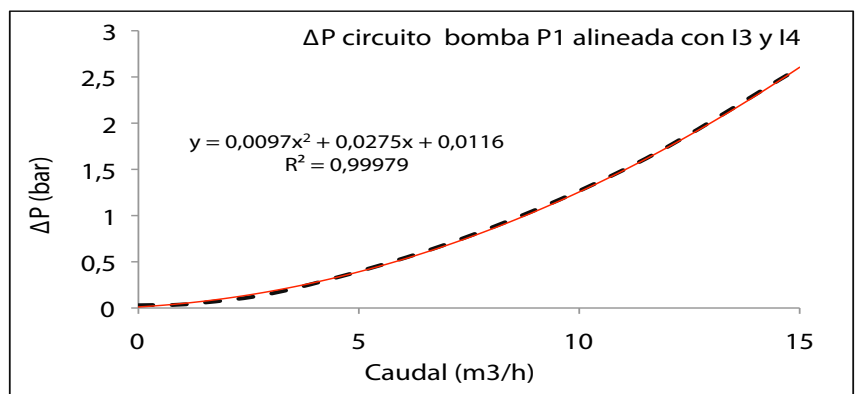


Figura 4.5 Evolución de la caída de presión con el caudal en el circuito de la bomba  $P_1$  alineada con los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$ .

A título de ejemplo vamos a mostrar a continuación el procedimiento seguido para la caracterización del circuito hidráulico de la bomba  $P_1$  alineada con los intercambiadores de calor  $I_3$  e  $I_4$  (Figura 4.4). Los ensayos se realizaron a distintas frecuencias de 0 a 50 Hz. En la Tabla 4.5 se muestran los valores medidos del caudal que circula y la caída de presión entre la impulsión y la aspiración de la bomba para los distintos ensayos realizados. En la Figura 4.5 se han representado gráficamente los valores de la pérdida de carga en función del caudal, así como los valores calculados con la correlación obtenida del ajuste por mínimos cuadrados realizado.

En la Tabla 4.6 se muestran las ecuaciones obtenidas de forma similar para todos los circuitos del banco.

Tabla 4.6. Correlación entre la caída de presión y el caudal de los circuitos hidráulicos.

Circuito y bomba asociada		Correlación
Circuitro Bomba $P_1$	Bomba $P_1$ alineada a los intercambiadores $I_3+I_4$	$\Delta P = 0,0116 + 0,0275 F_1 + 0,0097 F_{12}$
	Bomba $P_1$ alineada al intercambiador $I_3$	$\Delta P = 0,011 + 0,022 F_1 + 0,011 F_{12}$
	Bomba $P_1$ alineada al intercambiador $I_4$	$\Delta P = 0,019 + 0,0209 F_1 + 0,029 F_{12}$
Circuito Bomba $P_2$	Condensador/absorbedor	$\Delta P = -0,0044 + 0,005 F_4 + 0,0013 F_{42}$
Circuito Bomba $P_3$	Evaporador	$\Delta P = 0,0164 + 0,0183 F_5 + 0,0368 F_{52}$
Circuitro Bomba $P_4$	Bomba $P_4$ alineada al generador	$\Delta P = 0,0031 + 0,0105 F_7 + 0,0053 F_{72}$
	Bomba $P_4$ alineada al deposito de inercia	$\Delta P = -0,0036 + 0,0193 F_7 + 0,0278 F_{72}$
	Bomba $P_4$ alineada al intercambiador $I_7$	$\Delta P = -0,003 + 0,0091 F_7 + 0,0061 F_{72}$

#### 4.2.4. Caracterización de las bombas de circulación de agua

El objetivo de este apartado es determinar el caudal de cada una de las bombas, operando a 50 Hz, en función de la pérdida de carga  $\Delta P$  del circuito donde está conectada (curva de la bomba). El caudal máximo que puede suministrar la bomba

se determina a partir de la  $\Delta P$  que da la bomba, la caída de presión en el circuito y la pérdida de carga del equipo a ensayar. Con el fin de determinar la curva de la bomba, se instaló una válvula controladora de caudal (manual) en la impulsión de la bomba a caracterizar. Para realizar los ensayos, se han utilizado los mismos transmisores de presión y caudalímetros que se utilizaron para caracterizar los circuitos hidráulicos.

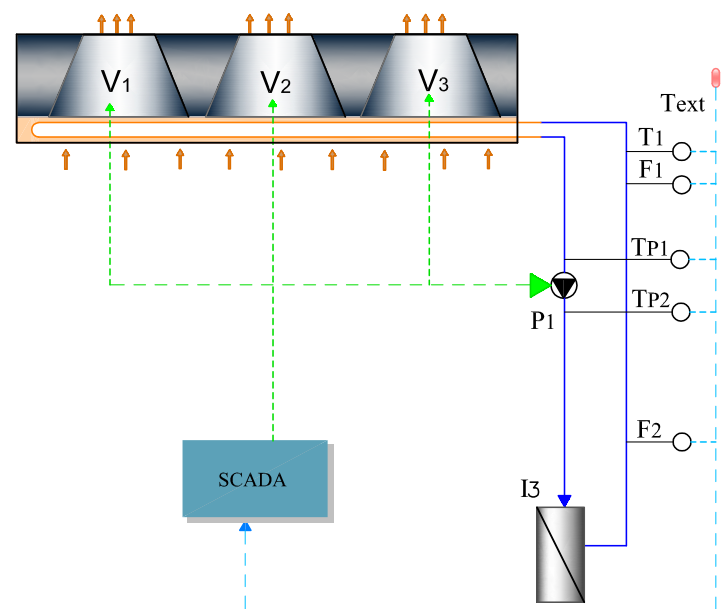


Figura 4.6 Circuito simplificado para determinar la determinar la curva de la bomba P<sub>1</sub>.

Tabla 4.7 Resultado de los ensayos para determinar la curva de la bomba P<sub>1</sub>

Curva Bomba P-1		
P <sub>4</sub> (Hz)	F <sub>1</sub> (m³/h)	HP (bar)
50,0	15,0	2,6
50,0	11,8	2,9
50,0	8,9	3,2
50,0	5,9	3,4
50,0	2,6	3,5
50,0	1,7	3,5
50,0	0,0	3,6

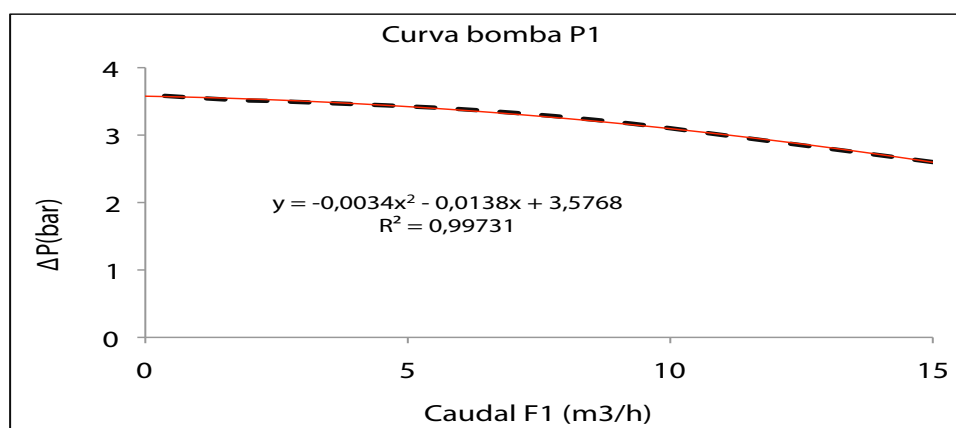


Figura 4.7 Curva de la bomba P<sub>1</sub>.

El procedimiento seguido para determinar la curva característica de la bomba ha sido el siguiente: una vez alineado el cicuito de la bomba a ensayar con todas las válvulas de aislamiento y control totalmente abiertas, se conectaban los transmisores de presión al SCADA y se ajustaba la frecuencia de la bomba a 50 Hz (frecuencia nominal) y el caudal al valor requerido en el ensayo, regulando la apertura de la válvula manual instalada en la impulsión de la bomba.

Una vez estabilizado el caudal durante unos cinco minutos, se tomaban los valores de caudal y pérdida de presión entre la aspiración e impulsión de la bomba. A continuación a título de ejemplo, se detallan los resultados de los ensayos y la curva de la bomba P<sub>1</sub> (Figuras 4.6 y 4.7 y Tabla 4.7). En la Tabla 4.8 se muestran las ecuaciones que correlacionan el caudal en función de la caída de presión para todas y cada una de las bombas de los circuitos del banco.

Tabla 4.8 Ecuaciones de las curvas características de las bombas del banco.

Bomba	Correlación
Bomba P <sub>1</sub>	$\Delta P = 3,5768 - 0,0138 F_1 - 0,0034 F_1^2$
Bomba P <sub>2</sub>	$\Delta P = 1,44 - 0,0535 F_4 + 0,004 F_4^2 - 8 E-5 F_4^3$
Bomba P <sub>3</sub>	$\Delta P = 1,6985 - 0,054 F_5 - 0,0006 F_5^2$
Bomba P <sub>4</sub>	$\Delta P = 3,4949 + 0,0002 F_7 - 0,0031 F_7^2$

## 4.3. Caracterización del banco de ensayos

Una vez realizada la caracterización de los principales componentes del banco de ensayos, en esta sección, se procederá a la caracterización del banco de ensayos en su conjunto. El alcance de esta caracterización queda limitado a los ensayos de en-



friadoras de agua de absorción refrigeradas por agua o por aire. El objetivo es determinar para uno de los circuitos (condensador/absorbedor, evaporador y generador) los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar una enfriadora de agua de absorción, en función de la temperatura ambiente exterior ( $T_{ex}$ ) y de las características propias de la máquina a ensayar (potencias térmicas y caídas de presión en los tres circuitos de la máquina).

Para las máquinas refrigeradas por agua se contemplan dos configuraciones distintas, una en la que el aero-refrigerante extrae el calor a disipar (configuración invierno), y otra en la que el aero-refrigerante extrae el calor con la ayuda de la bomba de calor (operando en modo refrigeración) (configuración verano).

Dado que la función del banco es extraer el calor generado en el circuito del condensador/absorbedor, y aportar el calor requerido al generador y al evaporador, en el caso de máquinas refrigeradas por agua, los límites del banco vienen determinados por:

- a. La temperatura mínima que se puede conseguir a la entrada del condensador/absorbedor de la máquina;
- b. Las temperaturas máximas a las que se puede suministrar el agua al generador y al evaporador;
- c. El caudal máximo que pueden suministrar las bombas de los circuitos del condensador/absorbedor, evaporador y generador  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ , respectivamente.

En el caso de las máquinas refrigeradas por aire, los límites del banco vienen determinados por la temperatura mínima del aire que se puede conseguir en la cámara climática, las temperaturas máximas que se pueden conseguir en los circuitos del evaporador y del generador, y los caudales máximos que pueden suministrar las bombas de los circuitos del evaporador y del generador,  $P_3$  y  $P_4$ , respectivamente.

### 4.3.1. Caracterización del banco para ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua en configuración invierno

En la Figura 4.8 se muestra un esquema simplificado con los equipos utilizados para el ensayo de máquinas refrigeradas por agua en configuración invierno, y la instrumentación requerida para realizar los ensayos.

La temperatura mínima en el condensador/absorbedor ( $T_7/T_{19}$ ) se consigue con los tres ventiladores al 100% de su velocidad nominal, la válvula controladora  $VCT_1$  totalmente abierta y la bomba  $P_1$  trabajando a su velocidad nominal (50Hz). Dicha temperatura

va a depender de: la temperatura exterior; de la potencia de la enfriadora de absorción a ensayar; del coeficiente global de transferencia de calor del aero-refrigerante con los tres ventiladores en funcionamiento y del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor  $I_3$ .

La máxima temperatura del agua fría procedente del evaporador ( $T_{10}/T_{22}$ ) se consigue con los tres ventiladores parados y con la válvula  $VCT_2$  totalmente abierta. Dicha temperatura va a depender de: la temperatura exterior; la potencia térmica consumida por la máquina a ensayar; del coeficiente global de transferencia de calor del aerorefrigerante con los tres ventiladores parados; y del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor  $I_4$ .

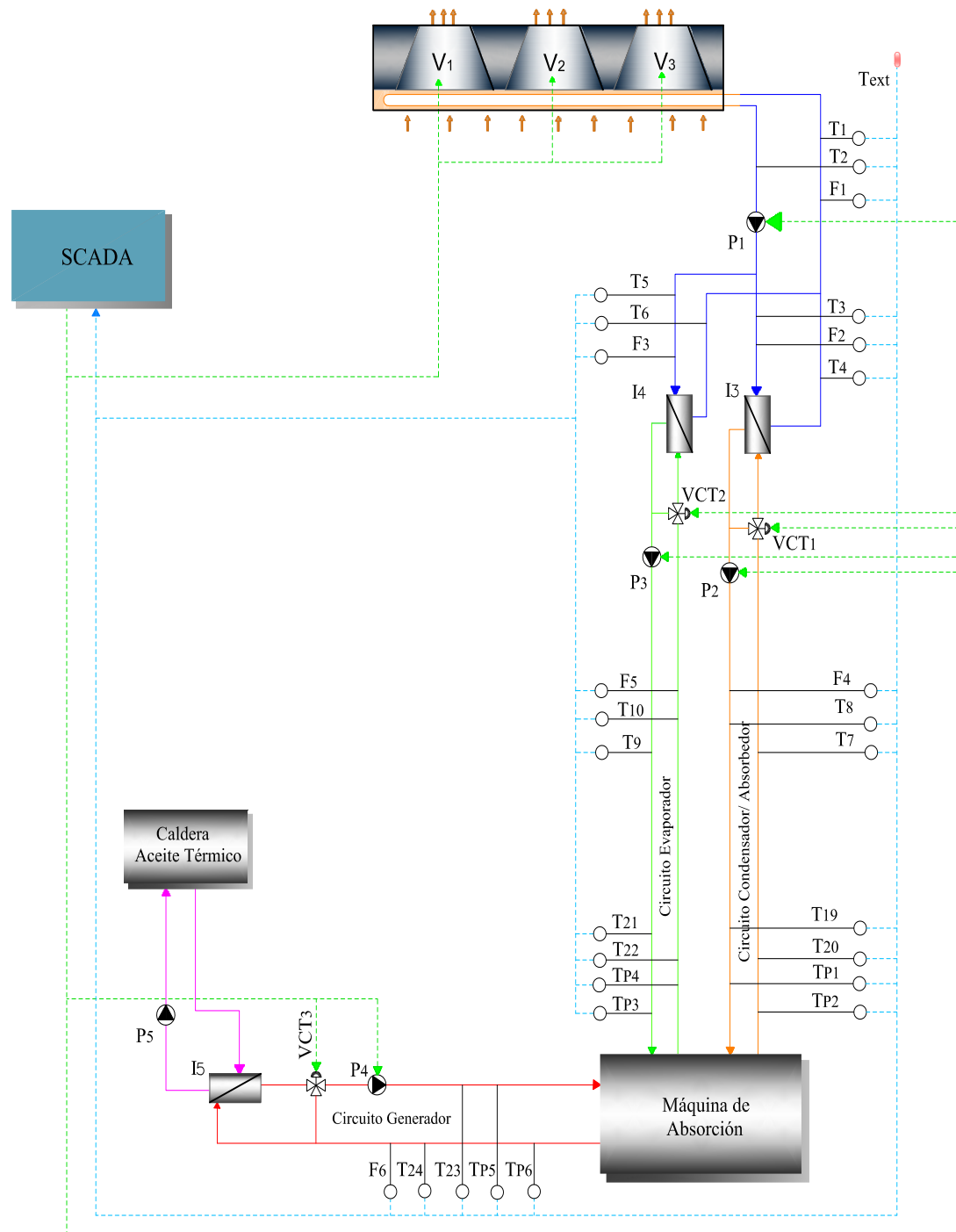


Figura 4.8 Circuito simplificado para el ensayo de máquinas de absorción refrigeradas por agua en configuración invierno.

### 4.3.2. Determinación de las temperaturas mínima del condensador/absorbedor y máxima del evaporador

Para determinar las temperaturas mínima que se puede conseguir a la entrada del condensador/ absorbedor ( $T_7/ T_{19}$ ) y máxima ( $T_{10}/ T_{22}$ ) a la salida del evaporador se

toma como referencia la Figura 4.9. La resolución del sistema de ecuaciones correspondientes a los balances de energía y transferencia de calor en el aero-refrigerante y los intercambiadores  $I_3$  e  $I_4$  proporcionan los valores de las temperaturas mencionadas.

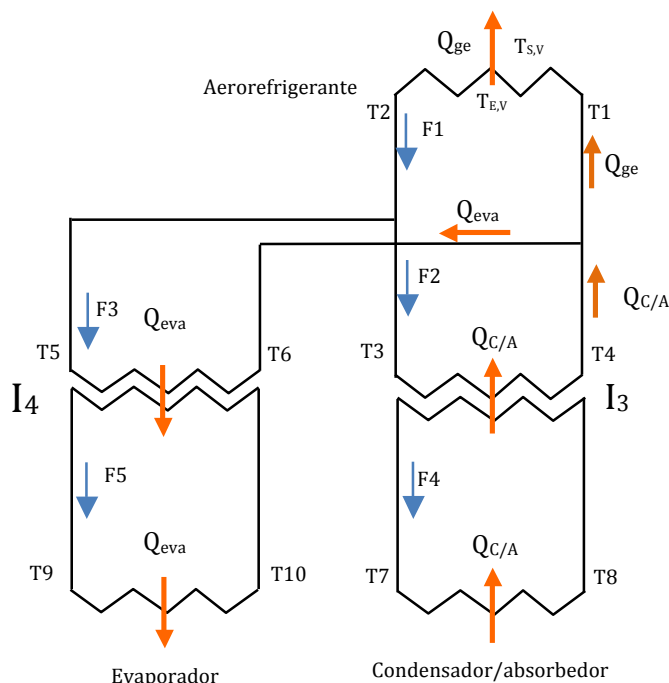


Figura 4.9 Esquema de los circuitos del condensador/absorbedor y del evaporador utilizado para plantear las ecuaciones de balance de energía y de transferencia de calor.

El calor intercambiado en el intercambiador  $I_3$  viene determinado por la potencia térmica que hay que disipar del condensador/absorbedor ( $Q_{C/A}$ ), y en el intercambiador  $I_4$  por la potencia térmica que hay que aportar al evaporador ( $Q_{eva}$ ). Dado que parte del calor generado en el condensador/absorbedor es aprovechado para aportar el calor requerido en el evaporador, el calor a disipar en el aerorefrigerante ( $q_{ae}$ ) es la diferencia entre el calor que hay que disipar del condensador/absorbedor ( $Q_{C/A}$ ) y el que hay que aportar al evaporador ( $Q_{eva}$ ).

$$q_{ae} = Q_{ge} = Q_{C/A} - Q_{eva}$$

Todas las tuberías del circuito están aisladas térmicamente por lo que se supondrá que  $T_2 = T_4 = T_5$ ,  $T_9 = T_{21}$ ,  $T_{10} = T_{22}$ ,  $T_7 = T_{19}$ ,  $T_8 = T_{20}$ .

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, para determinar la temperatura mínima que se puede suministrar a la entrada del condensador/absorbedor y la temperatura máxima que se puede conseguir a la salida del evaporador, se plantean las siguientes ecuaciones:

### Balance de energía y ecuación de transferencia de calor del aerorefrigerante

$$(4.7) \quad q_{ae} = (T_1 - T_2) \cdot F_1 \cdot \rho_{ag} \cdot C_{pag}$$

$$(4.8) \quad q_{ae} = (T_{E,ai} - T_{S,ai}) \cdot F_1 \cdot \rho_{ai} \cdot C_{pai}$$

$$(4.9) \quad q_{ae} = UA_{ae} \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$(4.10) \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

$$(4.11) \quad \Delta T_2 = T_2 - T_{E,V}$$

$$(4.12) \quad \Delta T_2 = T_2 - T_{E,V}$$

$$(4.13) \quad \text{Siendo } q_{ae} = Q_{ge}$$

### Balance de energía y ecuación de transferencia de calor en el intercambiador I<sub>3</sub>

$$(4.14) \quad T_3 = T_2$$

$$(4.15) \quad F_2 = 0.7 \cdot F_1$$

$$(4.16) \quad Q_{C/A} = (T_7 - T_8) \cdot F_4 \cdot \rho_{ag, f4} \cdot C_{p_{ag, f4}}$$

$$(4.17) \quad Q_{C/A} = (T_4 - T_3) \cdot F_2 \cdot \rho_{ag, f2} \cdot C_{p_{ag, f2}}$$

$$(4.18) \quad Q_{C/A} = UA_{I3} \cdot \Delta T_{LM, I3}$$

$$(4.19) \quad \Delta T_{LM, I3} = \frac{\Delta T_{1, I3} - \Delta T_{2, I3}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{1, I3}}{\Delta T_{2, I3}} \right)}$$

$$(4.20) \quad \Delta T_{1, I3} = T_8 - T_4$$

$$(4.21) \quad \Delta T_{2, I3} = T_7 - T_3$$

### Balance de energía y ecuación de transferencia de calor del intercambiador I<sub>4</sub>

$$(4.22) \quad T_5 = T_2$$

$$(4.23) \quad Q_{eva} = (T_5 - T_6) \cdot F_3 \cdot \rho_{ag, f3} \cdot C_{p_{ag, f3}}$$

$$(4.24) \quad Q_{\text{eva}} = (T_9 - T_{10}) F_5 \rho_{\text{ag},f5} C_{p_{\text{ag},f5}}$$

$$(4.25) \quad Q_{\text{eva}} = UA_{I4} \Delta T_{LM,I4}$$

$$(4.26) \quad \Delta T_{LM,I4} = \frac{\Delta T_{1,I4} - \Delta T_{2,I4}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{1,I4}}{\Delta T_{2,I4}} \right)}$$

$$(4.27) \quad \Delta T_{1,I4} = T_5 - T_9$$

$$(4.28) \quad \Delta T_{2,I4} = T_6 - T_{10}$$

A la hora de resolver este sistema de ecuaciones, son conocidas las siguientes variables:

$Q_{\text{ge}}$  - Calor a evacuar con el aerorefrigerante igual al calor de activación de la máquina a ensayar.

$F_1$  - Caudal que circula por el aerorefrigerante.

$T_{E,V}$  - Temperatura del aire a la entrada del aerorefrigerante, que es la temperatura ambiente exterior.

$UA_{\text{ac}}$  - Coeficiente global de transferencia de calor del aerorefrigerante.

$F$  - Factor de corrección para intercambiadores de flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados.

Para los cálculos tomamos el valor de  $F = 1$

$Q_{C/A}$  - Calor a evacuar del condensador/absorbedor.

$F_2$  - Caudal que circula que circula por lado primario del intercambiador  $I_3$ .

$F_4$  - Caudal que circula por lado secundario del intercambiador  $I_3$ . Es el caudal suministrado al condensador/absorbedor de la máquina a ensayar.

$UA_{I3}$  - Coeficiente global de transferencia de calor intercambiador  $I_3$ .

$Q_{\text{eva}}$  - Calor que hay que aportar al evaporador de la enfriadora.

$F_3$  - Caudal del circuito primario del intercambiador  $I_4$ .

$F_5$  - Caudal del circuito secundario del intercambiador  $I_4$ . Es el caudal suministrado al evaporador de la máquina a ensayar.

$UA_{I4}$  - Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador  $I_4$ .

La densidad y el calor específico del agua y del aire se consideran independientes de la temperatura. Las variables a calcular son las temperaturas  $T_1, T_2, T_4, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}$ .

### 4.3.3. Temperatura máxima del generador

Los límites de temperatura del circuito del generador vienen determinados por la temperatura del circuito de aceite térmico, la potencia calorífica requerida en la máquina a ensayar, y por el  $\Delta T_{LM}$  requerido en el intercambiador  $I_5$  para transmitir

del circuito de aceite al circuito de agua dicha potencia. Dado que el circuito de aceite térmico está diseñado para trabajar a temperaturas comprendidas entre 60 y 300°C, y que el límite de temperatura del circuito de agua caliente de activación es de 120°C, se puede considerar que el  $\Delta T_{LM,15}$  no influye en la temperatura que se puede conseguir en el circuito de agua caliente de activación, y se toma como límite de temperatura del generador, la temperatura de diseño de dicho circuito (120°C).

#### 4.3.4. Caudal máximo de las bombas $P_2$ , $P_3$ y $P_4$

El caudal máximo que impulsa una bomba viene determinado por la curva característica de la bomba, la caída de presión en el circuito asociado a la bomba, y la caída de presión en el circuito de la máquina a ensayar. Para determinar el caudal máximo de cada una de las bombas, aplicamos las ecuaciones que determinan la caída de presión en los circuitos en función del caudal (Tabla 4.6), las ecuaciones que determinan el caudal de las bombas en función de la altura manométrica (Tabla 4.8), y la correlación que determina la caída de presión en los circuitos de la máquina a ensayar en función del caudal que circula por dichos circuitos.

En los casos en que el fabricante de la máquina a ensayar sólo facilita la caída de presión para el caudal nominal de cada uno de los circuitos, para determinar el caudal máximo que puede suministrar la bomba se supondrá que la pérdida de carga es proporcional al caudal al cuadrado, pudiéndose calcular la constante de proporcionalidad a partir de los datos facilitados por el fabricante para las condiciones nominales.

$$(4.29) \quad \Delta P_{\text{cir.M}} = K_{\text{cir.M}} \cdot (F_M)^2$$

##### 4.3.4.1. Caudal máximo de los circuitos del condensador/absorbedor, evaporador y generador

Para determinar el caudal máximo que puede circular por el circuito del condensador/absorbedor aplicamos las ecuaciones de: la curva característica de la bomba  $P_2$ ; la caída de presión del circuito del condensador/absorbedor, y de la caída de presión en el condensador/absorbedor de la máquina a ensayar, se obtiene la ecuación (4.30) cuya resolución proporcionará el valor del caudal  $F_4$ .

$$(4.30) \quad 1.44 - 0.55 \cdot F_4 - (0.053 + K_{\text{c/a.M}}) \cdot F_4^2 - 8 \times 10^{-5} \cdot F_4^3 = 0$$

Siendo  $K_{c/a,M}$  la constante de proporcionalidad entre la caída de presión en el condensador/absorbedor de la máquina y el caudal al cuadrado y  $F_4$  el caudal máximo que puede suministrar la bomba  $P_2$ .

Análogamente para el circuito del evaporador se obtiene una expresión similar:

$$(4.31) \quad 1.67 - 0.073 F_5 - (0.038 + K_{ev,M}) F_5^2 = 0$$

Siendo  $K_{ev,M}$  la constante que relaciona la caída de presión en el evaporador de la máquina con el caudal al cuadrado, y  $F_5$  el caudal máximo que puede suministrar la bomba  $P_3$ .

Finalmente, la expresión correspondiente al circuito del generador resulta ser la siguiente:

$$(4.32) \quad 3.48 - 0.0085 F_7 - (0.0084 - k_{ge-M}) F_7^2 = 0$$

Siendo:  $K_{ge,M}$  la constante que relaciona la caída de presión en el generador de la máquina con el caudal al cuadrado, y  $F_7$  el caudal máximo que puede suministrar la bomba  $P_4$ .

#### 4.3.4.2. Determinación de la frecuencia de trabajo de las bombas $P_2$ , $P_3$ y $P_4$

Para suministrar el caudal requerido en los ensayos de la máquina de absorción, la frecuencia requerida por la bomba depende de su curva característica, de la caída de presión en el circuito, y de la caída de presión en la máquina a ensayar. En la Figura 4.10 se representa de forma esquemática: la curva de la bomba a su velocidad nominal ( $n_1$ ), la curva de la bomba a una velocidad inferior ( $n_2$ ), la curva del circuito ( $\Delta P$  en función del caudal), y la caída de presión en el circuito y en la máquina para el caudal de ensayo.

Dado que en un circuito cerrado, la diferencia de presión que suministra la bomba ( $\Delta P_{bomba}$ ) es igual a la suma de las caídas de presión en el circuito y en el equipo a ensayar, para determinar la frecuencia a la que tiene que trabajar la bomba para suministrar el caudal requerido en el ensayo ( $F_{ensayo}$ ) aplicamos las ecuaciones de: la curva característica de la bomba, la de la caída de presión del circuito, la de la caída de presión en el equipo a ensayar y de la ley de afinidad de las bombas centrífugas.



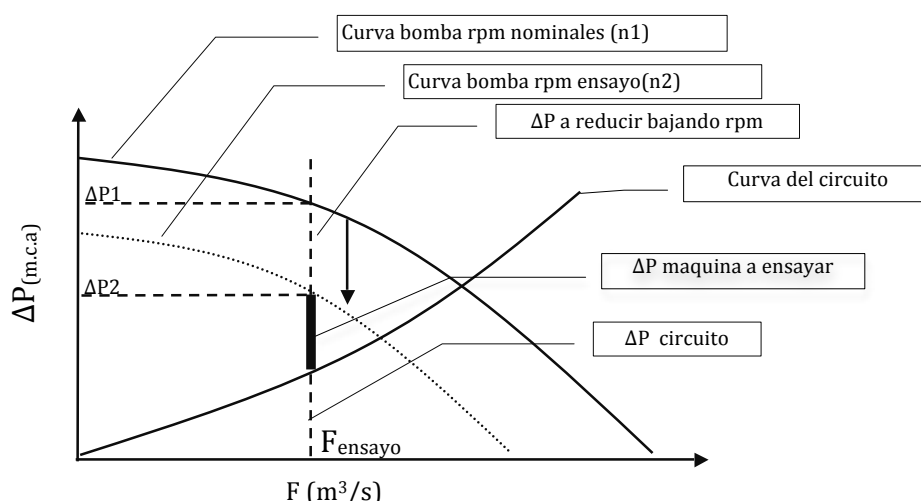


Figura 4.10 Curvas para aplicar las leyes de afinidad de las bombas centrífugas.

Siendo  $F_{\text{ensayo}}$  el caudal requerido,  $\Delta P_1$  el  $\Delta P$  de la bomba a la frecuencia nominal ( $n_1$ ) para suministrar el  $F_{\text{ensayo}}$ ,  $\Delta P_2$  el  $\Delta P$  de la bomba a la frecuencia reducida ( $n_2$ ) para suministrar  $F_{\text{ensayo}}$ .

Analizando la figura 4.10, vemos que para el caudal  $F_{\text{ensayo}}$ , la caída de presión en el circuito más la caída de presión en la máquina a ensayar es  $\Delta P_2$ . Dado que en un circuito cerrado la  $\Delta P$  que suministra es igual a la  $\Delta P$  del circuito (en la figura  $\Delta P_2$ ), para ajustar el caudal al valor requerido en el ensayo, las rpm de la bomba tiene que pasar de  $n_1$  a  $n_2$ . Para determinar  $n_2$  aplicamos la ecuación 4.33, que correlaciona las  $\Delta P$  de trabajo de las bombas centrífugas con la  $\Delta P$  que suministran dichas bombas.

$$(4.33) \quad \Delta P_1 / \Delta P_2 = (n_1 / n_2)^2$$

Tomando como referencia la Figura 4.10, la correlación entre las rpm nominales ( $n_1$ ) y las rpm requerida ( $n_2$ ) para las  $\Delta P$  indicadas en dicha figura, se expresa de la forma:

$$(4.34) \quad n_{2P} = \sqrt{\frac{n_{1P} \Delta P_{1P}}{\Delta P_{ci} + \Delta P_M}}$$

Siendo  $n_{1,P}$  la frecuencia nominal de la bomba P a 50Hz,  $n_{2,P}$  la frecuencia de la bomba P para suministrar el caudal requerido en el ensayo ( $F_{\text{ensayo}}$ ),  $\Delta P_{1P}$  altura manométrica de la bomba P, para el caudal ( $F_{\text{ensayo}}$ ) y condiciones nominales (50Hz),  $\Delta P_{ci}$  es la caída de presión en el circuito para el caudal de ensayo ( $F_{\text{ensayo}}$ ) y  $\Delta P_{M}$  la caída de presión en el circuito de la máquina a ensayar para el caudal de ensayo ( $F_{\text{ensayo}}$ ).

Aplicando la ecuación 4.34 a los circuitos asociados a las bombas  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ : condensador/absorbedor, evaporador y generador, con las ecuaciones que determina: la curva característica de la bomba, las curva  $\Delta P$  en función del caudal del circuito asociado a la bomba y la  $\Delta P_{.M}$  en función del caudal del circuito de la máquina a ensayar, se obtienen las ecuaciones 4.35, 4.36 y 4.37, que determinan las frecuencias de dichas bombas en función del caudal requerido en los ensayos.

$$(4.35) \quad Hz_{P2.ensa} = \frac{50}{\sqrt{\frac{1,44 - 0,05 \cdot F_{4ensa} - 0,004 \cdot (F_{4ensa})^2 - 8 \cdot E^{-5} \cdot (F_{4ensa})^3}{-0,0044 - 0,05 \cdot F_{4ensa} + (0,0013 + K_{c/a.M}) \times (F_{4ensa})^2}}}$$

Siendo  $K_{c/a, M}$  la constante que relaciona el caudal y la caída de presión en el circuito del condensador/absorbedor de la máquina,  $F_{4.ensayo}$  el caudal requerido en el ensayo del circuito condensador/absorbedor y  $Hz_{P2.ensayo}$  la frecuencia a la que tiene que trabajar la bomba  $P_2$  para suministrar el caudal requerido en el ensayo ( $F_{4.ensayo}$ ), expresada como:

$$(4.36) \quad Hz_{P3.ensa} = \frac{50}{\sqrt{\frac{1,69 - 0,054 \cdot F_{5ensa} - ,006 \cdot (F_{5ensa})^2}{-0,0016 - 0,019 \cdot F_{5ensa} + (0,0037 + K_{eva.M}) \times (F_{5ensa})^2}}}$$

Siendo  $K_{eva, M}$  la constante que relaciona el caudal y la caída de presión en el circuito del evaporador de la máquina,  $F_{5.ensayo}$  el caudal requerido en el ensayo del circuito evaporador y  $Hz_{P3.ensayo}$  la frecuencia a la que tiene que trabajar la bomba  $P_3$  para suministrar el caudal requerido en el ensayo ( $F_{5.ensayo}$ ) expresada como:

$$(4.37) \quad Hz_{P4.ensa} = \frac{50}{\sqrt{\frac{3,49 - 0,02 \cdot F_{7ensa} - ,0031 \cdot (F_{7ensa})^2}{-0,0031 - 0,00105 \cdot F_{7ensa} + (0,0053 + K_{ge.M}) \cdot (F_{7ensa})^2}}}$$

Siendo  $K_{ge, M}$  la constante que relaciona el caudal y la caída de presión en el circuito del generador de la máquina,  $F_{7.ensayo}$  el caudal requerido para el ensayo del circuito del generador y  $Hz_{P4.ensayo}$  la frecuencia a la que tiene que trabajar la bomba  $P_4$  para suministrar el caudal requerido en el ensayo ( $F_{7.ensayo}$ ).

### 4.3.5. Caracterización del banco para ensayos de enfriadoras refrigeradas por agua en configuración verano

Esta configuración del banco (Figura 4.12) se utiliza cuando con el aero-refrigerante no se puede conseguir la temperatura mínima requerida a la entrada del condensador/absorbedor. Con esta configuración, además de los límites de temperatura de los circuitos de la máquina a ensayar hay que tener en cuenta el límite de temperatura del sistema de refrigeración de la bomba de calor, que es 45°C.

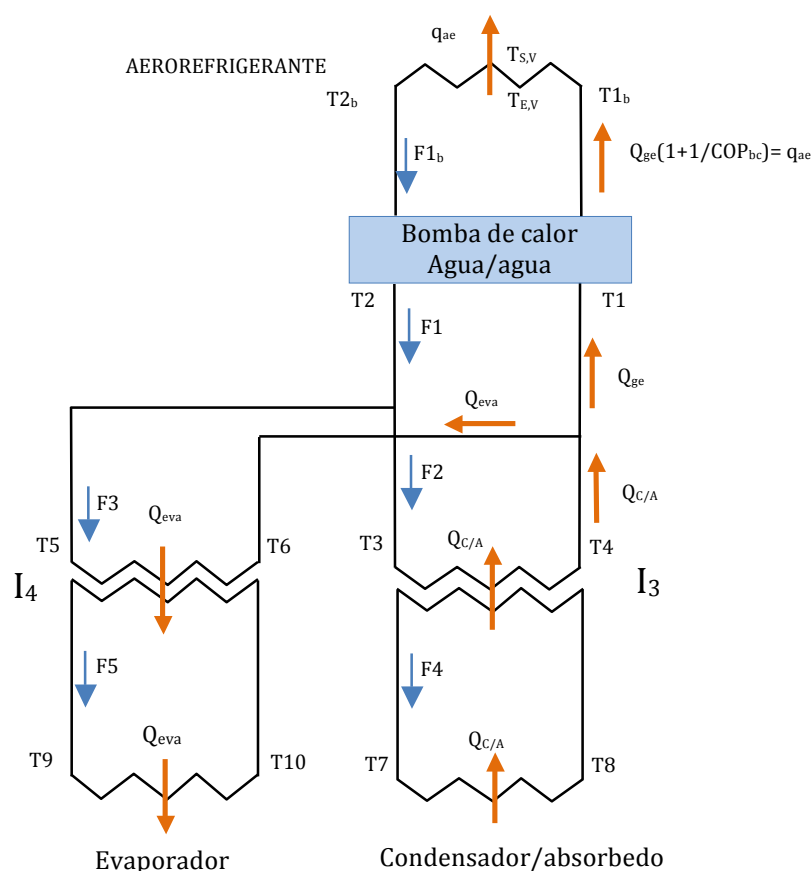


Figura 4.11 Esquema de los circuitos del condensador/absorbedor y del evaporador para el ensayo de enfriadoras en configuración verano.

Para determinar la temperatura mínima que se puede conseguir a la entrada del condensador/absorbedor ( $T_7$ ), la temperatura máxima ( $T_{10}$ ) a la salida del evaporador y la temperatura mínima del sistema de refrigeración de la bomba de calor, se toma como referencia la Figura 4.11. La diferencia de esta configuración respecto a la configuración invierno (Figura 4.9) está en el calor a disipar con el aero-refrigerante y la temperatura del agua del sistema de disipación que viene determinada por la temperatura de agua fría

producida por la bomba de calor agua/agua. Para determinar la temperatura mínima que se puede conseguir en el circuito del condensador/absorbedor y la temperatura máxima a la salida del evaporador, se aplican los mismos criterios que para la configuración invierno, pero cambia el balance de energía del aero-refrigerante porque hay que incluir el consumo de energía eléctrica de la bomba de calor agua/agua. La resolución del sistema de ecuaciones correspondientes a los balances de energía y transferencia de calor en el aero-refrigerante, junto con las ecuaciones (4.14) a (4.28) del apartado 4.3.2 de configuración invierno proporcionan los valores de las temperaturas mencionadas.

El calor intercambiado en el intercambiador  $I_3$  viene determinado por la potencia térmica que hay que disipar del condensador/absorbedor ( $Q_{C/A}$ ), y en el intercambiador  $I_4$  por la potencia térmica que hay que aportar al evaporador ( $Q_{eva}$ ). Dado que parte del calor generado en el condensador/absorbedor es aprovechado para aportar el calor requerido en el evaporador, el calor a disipar en el aerorefrigerante ( $q_{ae}$ ) es igual al consumo de energía eléctrica de la bomba de calor agua/agua más la diferencia entre el calor que hay que disipar del condensador/absorbedor ( $Q_{C/A}$ ) y el que hay que aportar al evaporador ( $Q_{eva}$ ).

$$Q_{ge} = Q_{C/A} - Q_{eva}$$

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, para determinar la temperatura mínima que se puede suministrar a la entrada del condensador/absorbedor y la temperatura máxima que se puede conseguir a la salida del evaporador, se plantean las siguientes ecuaciones:

Balance de energía y ecuación de transferencia de calor del aero-refrigerante:

$$(4.38) \quad q_{aero} = Q_{ge} \cdot \left(1 + \frac{1}{COP_{bc}}\right)$$

$$(4.39) \quad q_{aero} = (T_{1b} - T_{2b}) \cdot F_{1b} \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag}$$

$$(4.40) \quad q_{aero} = (T_{S,ve} - T_{E,ve}) \cdot F_{1ai} \cdot \rho_{ai} \cdot Cp_{ai}$$

$$(4.41) \quad q_{aero} = UA_{aero} \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$(4.42) \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

$$(4.43) \quad \Delta T_1 = T_{1b} - T_{ai,S,ve}$$

$$(4.44) \quad \Delta T_2 = T_{2b} - T_{ai,E,ve}$$

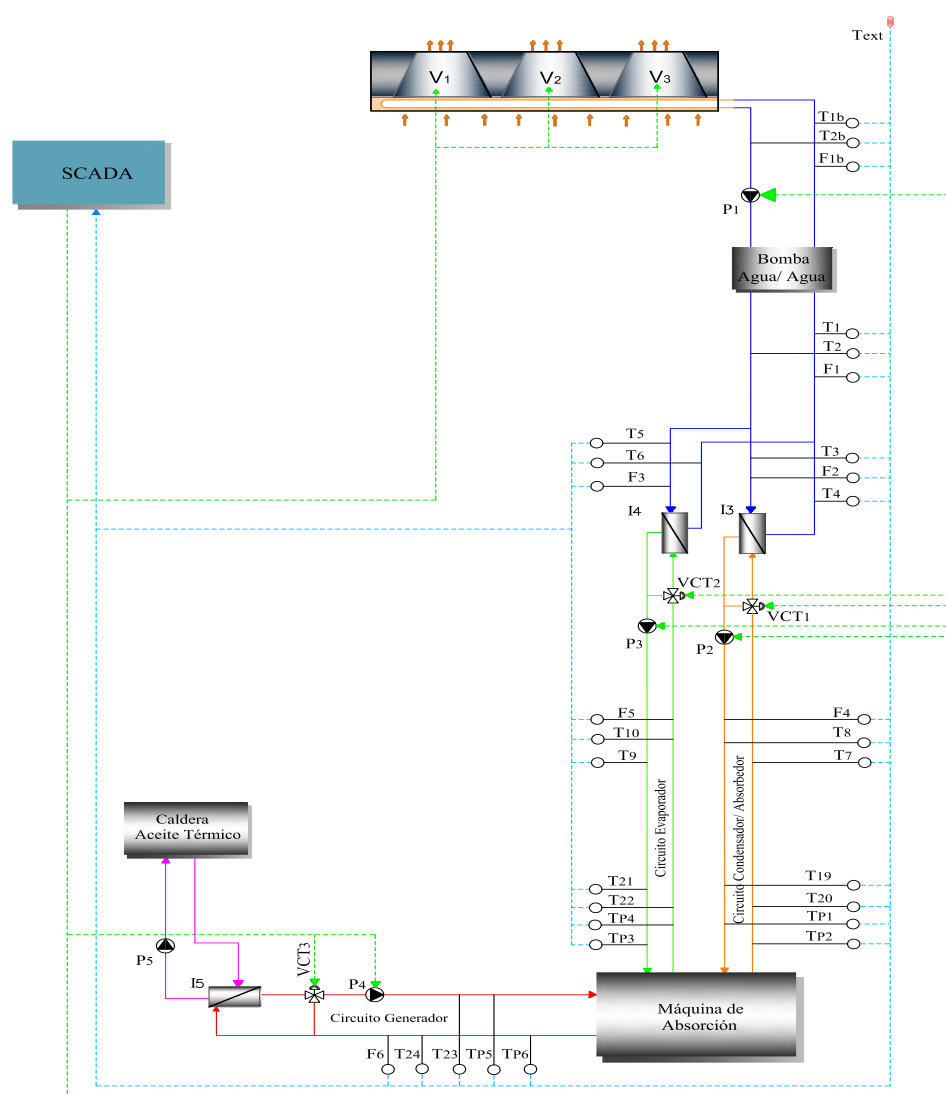


Figura 4.12 Circuito simplificado para ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua en configuración verano.

Para el balance de energía y la ecuación de transferencia de calor en el intercambiador  $I_3$  se aplican las ecuaciones (4.14) a (4.21), al igual que para el intercambiador  $I_4$  se aplican las ecuaciones (4.22) a (4.28).

Para determinar los límites de temperatura del generador se aplican los mismos criterios que para la configuración invierno y se fija dicho límite en 120°C.

### 4.3.6. Caracterización para máquinas refrigeradas por aire

En la Figura 4.14 se muestra un esquema simplificado con los equipos utilizados para el ensayo de máquinas refrigeradas por aire y la instrumentación requerida para realizar los ensayos. Para estos ensayos, aparte de los límites de temperatura de

los circuitos de la máquina a ensayar, tenemos el límite de temperatura del sistema de refrigeración de la bomba de calor ( $45^{\circ}\text{C}$ ).

La mínima temperatura que se puede conseguir en la cámara climática depende de la temperatura de agua fría de la bomba de calor ( $T_{27}$ ), del coeficiente de transferencia de calor de la batería de agua fría ( $AU_{b,ag,fri}$ ) y de la potencia de la máquina a ensayar. La máxima temperatura que se puede conseguir en el evaporador ( $T_{10}$ ) depende de la temperatura requerida para la refrigeración de la bomba de calor ( $T_2$ ), de la potencia de la máquina a ensayar y del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor  $I_4$  ( $UA_{I_4}$ ).

Para determinar la temperatura mínima del aire que se puede conseguir a la entrada de la cámara climática ( $T_{34}$ ) y la temperatura máxima a la salida del evaporador ( $T_{10}$ ), se toma como referencia la Figura 4.13. La resolución del sistema de ecuaciones correspondientes a los balances de energía y transferencia de calor en el aerorefrigerante, en el intercambiador  $I_4$  y en la batería de agua fría proporciona los valores de las temperaturas mencionadas.

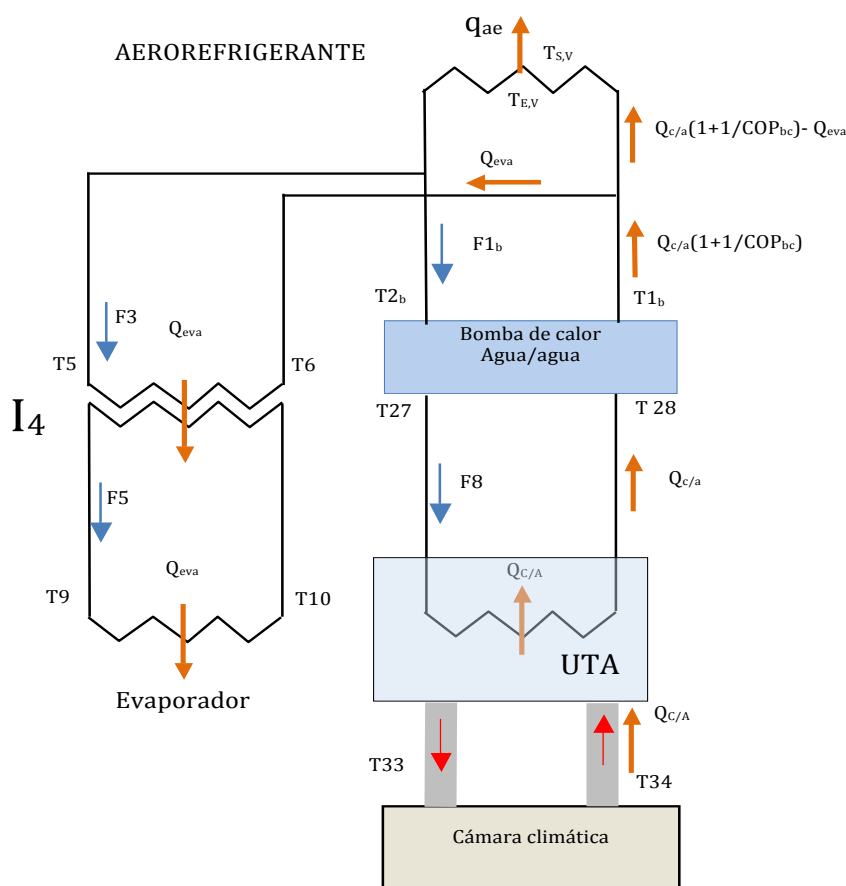


Figura 4.13 Esquema de los circuitos del evaporador y de la batería de agua fría de la UTA utilizados para ensayar enfriadoras de absorción de refrigeradas por aire.

El calor intercambiado en la batería de agua fría de la UTA viene determinado por la potencia térmica que hay que disipar del condensador/absorbedor ( $Q_{C/A}$ ), y en el intercambiador  $I_4$  por la potencia térmica que hay que aportar al evaporador ( $Q_{eva}$ ). El calor intercambiado en el aero-refrigerante ( $q_{ae}$ ) es la suma del calor generado en el condensador/absorbedor más el consumo de energía eléctrica de la bomba de calor agua/agua, menos el calor aportado al circuito del evaporador.

$$(4.45) \quad q_{ae} = Q_{ge} \cdot \left(1 + \frac{1}{COP_{bc}}\right) - Q_{eva}$$

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, para determinar la temperatura mínima de aire que se pueden suministrar la entrada de la cámara climática, la temperatura máxima que se puede conseguir a la salida del evaporador y la temperatura de refrigeración de la bomba de calor agua/agua, se plantean las siguientes ecuaciones:

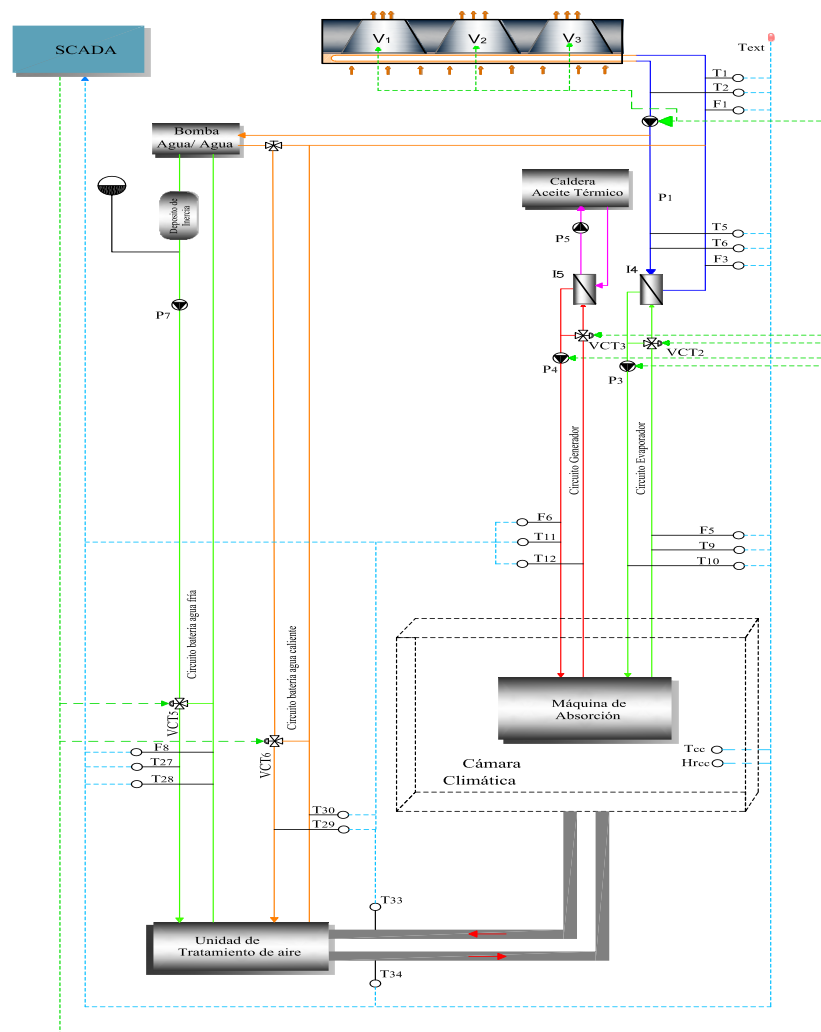


Figura 4.14 Circuito simplificado para enfriadores de absorción refrigerados por aire.

El balance de energía y la ecuación de transferencia de calor del aero-refrigerante queda expresada por las ecuaciones de 4.41 a 4.44 y por las ecuaciones siguientes:

$$(4.46) \quad q_{aere} = Q_{ge} \cdot \left(1 + \frac{1}{COP_{bc}}\right) - Q_{eva}$$

$$(4.47) \quad T_{1,b} = T_2$$

$$(4.48) \quad Q_{c/a} \cdot \left(1 + \frac{1}{COP_{bc}}\right) = (T_{1b} - T_{2b}) \cdot F_{1b} \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag}$$

Balance de energía y ecuación de transferencia de calor de la batería de agua fría de la UTA:

$$(4.49) \quad Q_{ba} = Q_{c/a}$$

$$(4.50) \quad Q_{ba} = (T_{27} - T_{28}) \cdot F_8 \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag}$$

$$(4.51) \quad Q_{ba} = (T_{34} - T_{33}) \cdot F_{ai} \cdot \rho_{ai} \cdot Cp_{ai}$$

$$(4.52) \quad Q_{ba} = UA_{ba} \cdot \Delta T_{LM,ba}$$

$$(4.53) \quad \Delta T_{LM,ba} = \frac{(T_{33} - T_{28}) - (T_{34} - T_{27})}{\ln \frac{(T_{33} - T_{28})}{(T_{34} - T_{27})}}$$

Para el balance de energía y ecuación de transferencia de calor en el intercambiador  $I_4$  se aplican las ecuaciones (4.22) a (4.28).

## 4.4. Determinación de los límites de caudal y temperatura de ensayo para una enfriadora

El objetivo de esta sección es crear una herramienta que permita determinar la viabilidad de ensayar enfriadoras de refrigeración por absorción, y los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar dichas máquinas en el banco. También se determinará la frecuencia de trabajo de cada una de las bombas para suministrar el caudal requerido en los ensayos, y el caudal mínimo de aire del aerorefrigerante para conseguir la temperatura requerida en el condensador/absorbedor.

Con esta finalidad se ha desarrollado un programa de cálculo en el entorno EES, que con-



siste en las ecuaciones que caracterizan los equipos fundamentales del banco de ensayos: intercambiadores, bombas de circulación de agua, aero-refrigerante y circuitos hidráulicos. En el programa, también se han introducido los parámetros fundamentales de los intercambiadores de calor  $I_3$  e  $I_4$  (diámetro hidráulico, número de placas, superficie de las placas y conductividad térmica de las placas).

Dado que se pueden ensayar máquinas refrigeradas por agua con dos configuraciones distintas (configuración invierno y configuración verano) y máquinas refrigeradas por aire, se han realizado cuatro programas de cálculo: ESS-1, ESS-1.1, ESS-2, y ESS-3.

#### 4.4.1. Programa de cálculo ESS-1

Con el programa ESS-1 se determinan los límites de caudal y temperatura a los que se pueden ensayar las máquinas refrigeradas por agua en configuración invierno según el esquema simplificado del banco de la Figura 4.8 en función de la temperatura exterior y de las características de la máquina a ensayar (potencias térmicas, caudales y caídas de presión en los intercambiadores de la máquina).

En el Anexo AII.6 se muestra el programa escrito en el entorno EES con las ecuaciones correspondientes a los balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor en el aerorefrigerante e intercambiadores de calor  $I_3$  e  $I_4$  de la Figura 4.9. La determinación de los límites de caudal se realiza a partir de las ecuaciones (4.28), (4.29) y (4.30) correspondientes a los tres circuitos de la enfriadora de absorción a ensayar.

El programa EES1 se ha aplicado, a título de ejemplo a una enfriadora de absorción de 10 kW cuyas características se muestran en la Tabla 4.9 junto con la temperatura ambiente exterior y los valores de las temperaturas y caudales requeridos en el ensayo. En la Figura 4.15 se muestran los resultados obtenidos con el programa en la pantalla del ordenador.

Tabla 4.9 Datos de entrada al programa EES-1 para determinar los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar la enfriadora de absorción refrigerada por agua en configuración invierno cuyas características se indican en la tabla.

Parámetros de entrada		Valores
Potencia frigorífica de la enfriadora a ensayar		$Q_{eva} = 10 \text{ (kW)}$
COP de la enfriadora de absorción		0,62
Caudal de agua por el aero-refrigerante		$F_1 = 14 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura ambiente exterior		$T_{ex} = 18^\circ\text{C}$
Circuito generador	Caudal nominal	$F_{ge,N} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{ge,N} = 0,35 \text{ bar}$
	Temperatura de ensayo	$T_{11} = 100^\circ\text{C}$
Circuito evaporador	Caudal de ensayo	$F_{6,ensa} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	Caudal nominal	$F_{ev,N} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{eva,N} = 0,58 \text{ bar}$
	Caudal de ensayo	$F_{5,ensa} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	Temperatura de ensayo	$T_{10} = 7^\circ\text{C}$

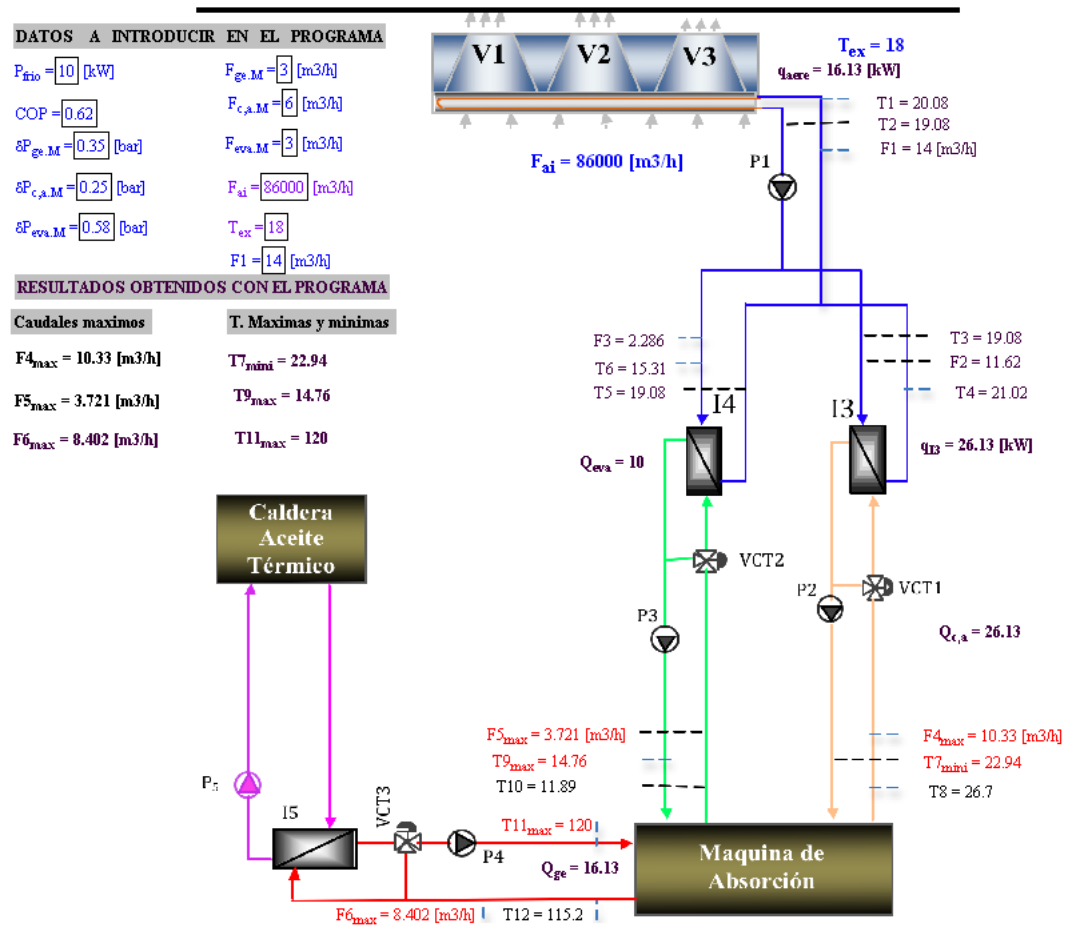


Figura 4.15 Resultados obtenidos con el programa ESS-1 para la enfriadora de absorción a ensayar según Tabla 4.18.

Los resultados obtenidos para este caso indican que es posible ensayar la enfriadora a la temperatura de 100°C en el generador, a 30°C en el condensador/absorbedor y 7°C a la salida evaporador, ya que estas temperaturas están dentro de los valores límites que se pueden conseguir con el banco: 120.0 °C, 27.2 °C y 11.9 °C respectivamente. En cuanto a los caudales máximos de dichos circuitos, los valores obtenidos son de 8.4 m³/h en el generador, 10.3 m³/h en el condensador/absorbedor 3.7 m³/h en el evaporador, valores todos ellos superiores a los requeridos en el ensayo.

#### 4.4.2. Programa de calculo ESS-1.1

Una vez que se ha comprobado con el programa EES-1 que el ensayo de la enfriadora de absorción en la configuración invierno es viable en las condiciones especificadas del ensayo (Tabla 4.9), es preciso determinar la frecuencia a la que tienen que trabajar las bombas  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$  para suministrar los caudales requeridos en los ensayos, y el caudal mínimo de aire para poder conseguir la temperatura de agua requerida a la entrada del condensador/absorbedor. Para obtener estos valores se ha desarrollado el programa de cálculo EES-1.1, que se muestra en el Anexo AII.7. Este programa escrito en el entorno EES, contiene las ecuaciones (4.35), (4.36) y (4.37) correspondientes al cálculo de la frecuencia de trabajo de las bombas  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ , respectivamente, para suministrar los caudales requeridos en los ensayos. El caudal de aire se obtiene resolviendo el sistema de ecuaciones siguiente:

$$(4.54) \quad q_{ac} = Q_{ge}$$

$$(4.55) \quad Q_{c/a} = (T_4 - T_3) \cdot F_3 \cdot \rho_{ag} \cdot f_3 \cdot C_{p_{ag.f3}}$$

$$(4.56) \quad Q_{c/a} = UA_{I3} \cdot \Delta T_{LM.I3}$$

$$(4.57) \quad \Delta T_{LM.I3} = \frac{\Delta T_{1I3} - \Delta T_{2I3}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{1I3}}{\Delta T_{2I3}} \right)}$$

$$(4.58) \quad \Delta T_{1I3} = T_8 - T_4$$

$$(4.59) \quad \Delta T_{2I3} = T_7 - T_3$$

$$(4.60) \quad T_2 = T_3$$

$$(4.61) \quad q_{ac} = Q_{ge}$$

$$(4.61) \quad q_{ac} = (T_2 - T_1) \cdot F_1 \cdot \rho_{ag.fl} \cdot Cp_{ag.fl}$$

$$(4.62) \quad q_{ac} = (T_{S,ve} - T_{E,ve}) \cdot F_{ai} \cdot \rho_{ai} \cdot Cp_{ai}$$

$$(4.63) \quad q_{ac} = DT_{LM,ac} \cdot F \cdot (9 \cdot 10^{-5} F_{ai} + 0,48)$$

$$(4.64) \quad \Delta T_{LM,ac} = \frac{\Delta T_{1aero} - \Delta T_{2aero}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1aero}}{\Delta T_{2aero}}\right)}$$

$$(4.65) \quad \Delta T_{1aero} = T_1 - T_{S,ve}$$

$$(4.66) \quad \Delta T_{2aero} = T_2 - T_{E,ve}$$

A título de ejemplo se ha aplicado el programa al caso de la Tabla 4.9, obteniéndose los resultados que se muestran en la Figura 4.16. Las frecuencias obtenidas para las mencionadas bombas son: 45.4 Hz para la bomba P<sub>3</sub>, 28.7 Hz para la P<sub>2</sub> y 17.6 para la P<sub>4</sub>. En cuanto al caudal de aire mínimo requerido en el aerorefrigerante, el valor obtenido es de 24 385 m<sup>3</sup>/h.

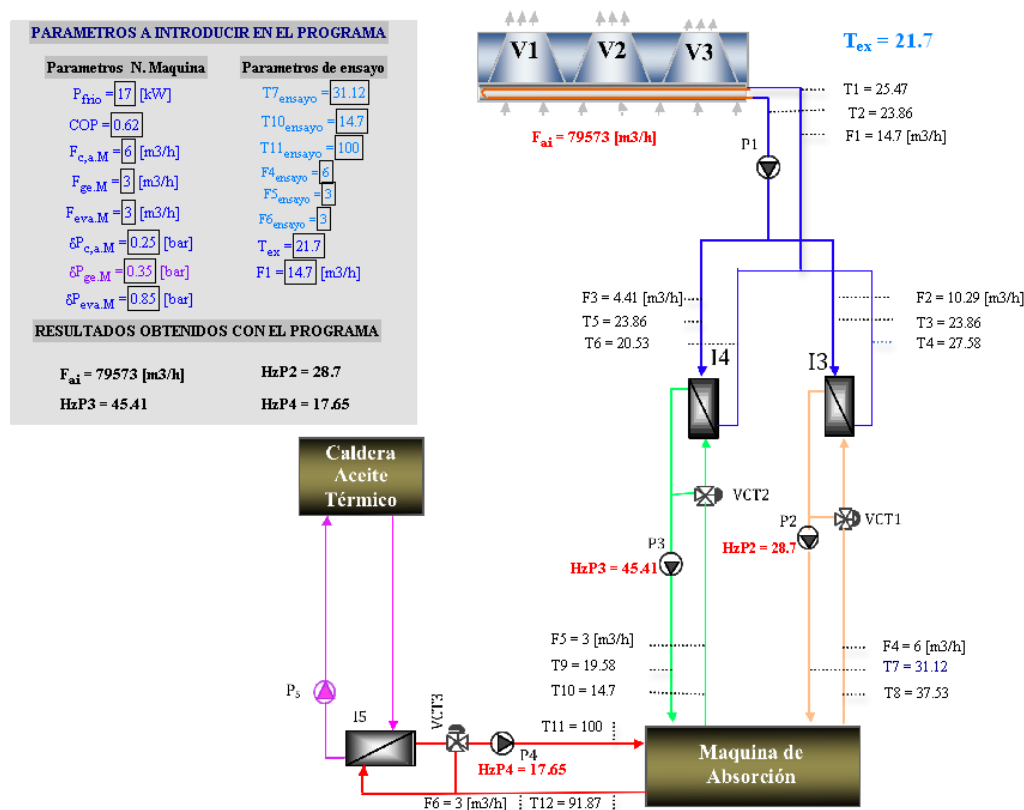


Figura 4.16 Resultados obtenidos con el programa EES-1.1 para los valores de la Tabla 4.18.

### 4.4.3. Programa de cálculo ESS-2

Con el programa ESS-2 se determinan los límites de caudal y temperatura de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua en configuración verano, en función de las características de la máquina a ensayar y de la temperatura de agua fría de la bomba de calor (operando en modo refrigeración) según el esquema de la Figura 4.12.

En el Anexo AII.8 se muestra el programa escrito en el entorno EES con las ecuaciones correspondientes a los balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor en el aerorefrigerante e intercambiadores de calor  $I_3$  e  $I_4$  de la Figura 4.11 cuya resolución permite determinar los valores de la temperatura mínima que se puede conseguir a la entrada del condensador/absorbedor y la temperatura máxima a la salida del evaporador en configuración invierno. La determinación de los límites de caudal se realiza a partir de las ecuaciones (4.30), (4.31) y (4.32) correspondientes a los tres circuitos de la enfriadora de absorción a ensayar.

Tabla 4.10 Parámetros a introducir en el programa EES-2, para determinar los límites de caudal y temperatura del ejemplo.

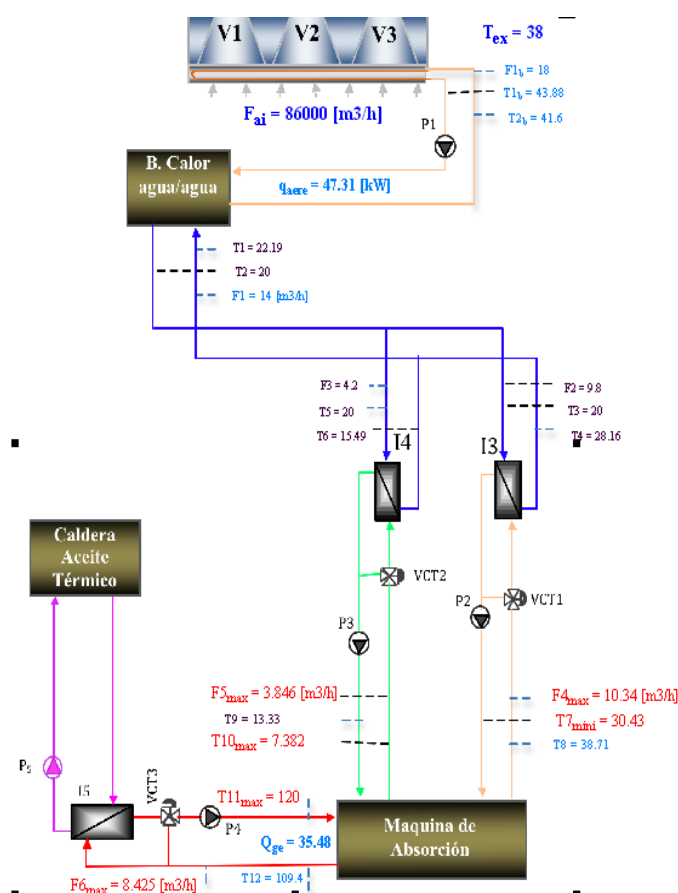
Parámetros		Valores
COP bomba de calor		3,0
Caudal refrigeración de la bomba de calor		$F_{1,b} = 14 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal de agua fría producida por bomba de calor		$F_1 = 14 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura máxima de refrigeración bomba de calor		$T_{1,b} = 45^\circ\text{C}$
Temperatura del agua fría producida por la bomba de calor		$T_2 = 20^\circ\text{C}$
Potencia frigorífica de la enfriadora a ensayar		$Q_{\text{eva}} = 22 \text{ kW}$
COP de la enfriadora de absorción a ensayar		0,62
Caudal de aire del aerorefrigerante		$F_{\text{ai}} = 86.000 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura ambiente exterior		$T_{\text{ex}} = 20^\circ\text{C}$
Circuito generador	Caudal nominal	$F_{\text{ge},N} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{\text{ge},N} = 0,35 \text{ bar}$
	Temperatura de ensayo	$T_{11} = 100^\circ\text{C}$
Circuito evaporador	Caudal de ensayo	$F_{6,\text{ensa}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	Caudal nominal	$F_{\text{ev},N} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{\text{eva},N} = 0,58 \text{ bar}$
	Caudal de ensayo	$F_{5,\text{ensa}} = 3 \text{ m}^3/\text{hvv}$
Circuito condensador/ absorbedor	Temperatura de ensayo	$T_{10} = 7^\circ\text{C}$
	Caudal nominal	$F_{\text{c/a},N} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{\text{c/a},N} = 0,25 \text{ bar}$
	Caudal de ensayo	$F_{4,\text{ensa}} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura de ensayo		$T_7 = 30^\circ\text{C}$

Para determinar los caudales máximos que se pueden suministrar a cada uno de los circuitos de la máquina, se han programado en el programa EES-2, las mismas ecuaciones del programa ESS-1 para determinar el caudal máximo en configuración invierno.

El programa EES-2 se ha aplicado, a título de ejemplo a una enfriadora de absorción de 22 kW cuyas características se muestran en la Tabla 4.10 junto con la temperatura ambiente exterior y los valores de las temperaturas y caudales requeridos en el ensayo. En la Figura 4.17 se muestran los resultados mostrados en la pantalla del ordenador. Como puede apreciarse en esta figura es posible ensayar la enfriadora a la temperatura de 100°C en el generador, 30°C en el condensador/absorbedor y 7°C para el agua fría producida, ya que estas temperaturas están dentro de los valores límites que se pueden conseguir con el banco: 120.0 °C, 30.4 °C y 7.38 °C respectivamente.

En cuanto a los caudales máximos de dichos circuitos, los valores obtenidos son de 8.4 m³/h en el generador, 10.3 m³/h en el condensador/absorbedor 3.7 m³/h en el evaporador, valores todos ellos superiores a los requeridos en el ensayo.

DATOS A INTRODUCIR EN EL PROGRAMA	
$P_{frio} = 22$ [kW]	$F_{ge,M} = 3.01$ [m³/h]
$COP = 0.62$	$F_{c,a,M} = 6.01$ [m³/h]
$\delta P_{c,a,M} = 0.25$ [bar]	$F_{eva,M} = 3.18$ [m³/h]
$\delta P_{eva,M} = 0.58$ [bar]	$\delta P_{ge,M} = 0.35$ [bar]
$F_{ai} = 86000$ [m³/h]	$F1 = 14$ [m³/h]
$T_{ex} = 38$	$T2 = 20$
$F1_b = 18$	$COP_b = 3$
$F4_{usa} = 6$	$T7_{usa} = 30$
$F5_{usa} = 3$	$T10_{usa} = 7$
$F6_{usa} = 3$	$T11_{usa} = 100$
RESULTADOS OBTENIDOS	
Caudales maximos	T. Maximas y minimas
$F4_{max} = 10.34$ [m³/h]	$T7_{mini} = 30.43$
$F5_{max} = 3.846$ [m³/h]	$T10_{max} = 7.382$
$F6_{max} = 8.425$ [m³/h]	$T11_{max} = 120$
	$T_{min,Eh} = 43.88$



#### 4.4.4. Programa de cálculo ESS-3

Con el programa ESS-3 se determinan los límites de caudal y temperatura de enfriadoras

de absorción refrigeradas por aire en función de las características de la máquina a ensayar y de la temperatura del agua fría de la bomba de calor (Figura 4.14).

En el Anexo AII.9 se muestra el programa escrito en el entorno EES con las ecuaciones correspondientes a los balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor en el aerorefrigerante, en la batería de agua fría de la UTA y en el intercambiador de calor I4 de la Figura 4.11, cuya resolución permite determinar los valores de la temperatura mínima que se puede conseguir a la entrada del condensador/absorbedor y la temperatura máxima a la salida del evaporador en configuración invierno. La determinación de los límites de caudal se realiza a partir de las ecuaciones (4.31) y (4.32) correspondientes a los circuitos de la enfriadora de absorción a ensayar.

Para determinar los caudales máximos que se pueden suministrar a cada uno de los circuitos de la máquina, se han programado en el programa EES-2, las mismas ecuaciones que se programaron en el programa ESS-1 para determinar el caudal máximo en configuración invierno. El programa EES3 se ha aplicado, a título de ejemplo a una enfriadora de absorción de 12 kW cuyas características se muestran en la Tabla 4.11 junto con la temperatura ambiente exterior y los valores de las temperaturas y caudales requeridos en el ensayo.

Tabla 4.11 Parámetros a introducidos en el programa EES-3 para determinar los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar una máquina de absorción refrigerada por aire.

Parámetros		Valores
Caudal de agua por el aerorefrigerante		$F_1 = 14 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal refrigeración bomba de calor		$F_{1,b} = 9,8 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal intercambiador I <sub>4</sub>		$F_3 = 4,2 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal de agua fría bomba de calor		$F_8 = 14 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal de aire por aerorefrigerante		$F_{ai} = 60.000 \text{ m}^3/\text{h}$
Caudal de aire de la UTA		$F_{ai,UTA} = 4.000$
Temperatura máxima refrigeración bomba de calor		$T_{1,b} = 45^\circ\text{C}$
Temperatura agua fría bomba de calor		$T_2 = 6^\circ\text{C}$
Potencia frigorífica máquina a ensayar		$Q_{eva} = 12 \text{ kW}$
COP máquina a ensayar		0,62
COP de la bomba de calor en modo refrigeración		3,0
Circuito generador	Caudal nominal	$F_{ge,N} = 3 \text{ m}^3/\text{h} =$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{ge,N} = 0,35 \text{ bar}$
	Temperatura de ensayo	$T_{11} = 100^\circ\text{C}$
	Caudal de ensayo	$F_{6,ensa} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
Circuito evaporador	Caudal nominal	$F_{ev,N} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	$\Delta P$ en para caudal nominal	$\Delta P_{eva,N} = 0,58 \text{ bar}$
	Caudal de ensayo	$F_{5,ensa} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
	Temperatura de ensayo	$T_{10} = 7^\circ\text{C}$
Temp. aire a la entrada de la cámara requerida en el ensayo		$T_{33} = 12^\circ\text{C}$

En la Figura 4.18 se muestran los resultados obtenidos con el programa en la pantalla del ordenador. Los resultados obtenidos indican que es posible ensayar la enfriadora a la temperatura de 100°C en el generador, a 12°C de temperatura de aire a la entrada de la cámara y 7°C a la salida evaporador, ya que estas temperaturas están dentro de los valores límites que se pueden conseguir con el banco: 120.0 °C, 10°C °C y 15 °C respectivamente. En cuanto a los caudales máximos de dichos circuitos, los valores obtenidos son de 8.4 m³/h en el generador y 3.46 m³/h en el evaporador, valores todos ellos superiores a los requeridos en el ensayo.

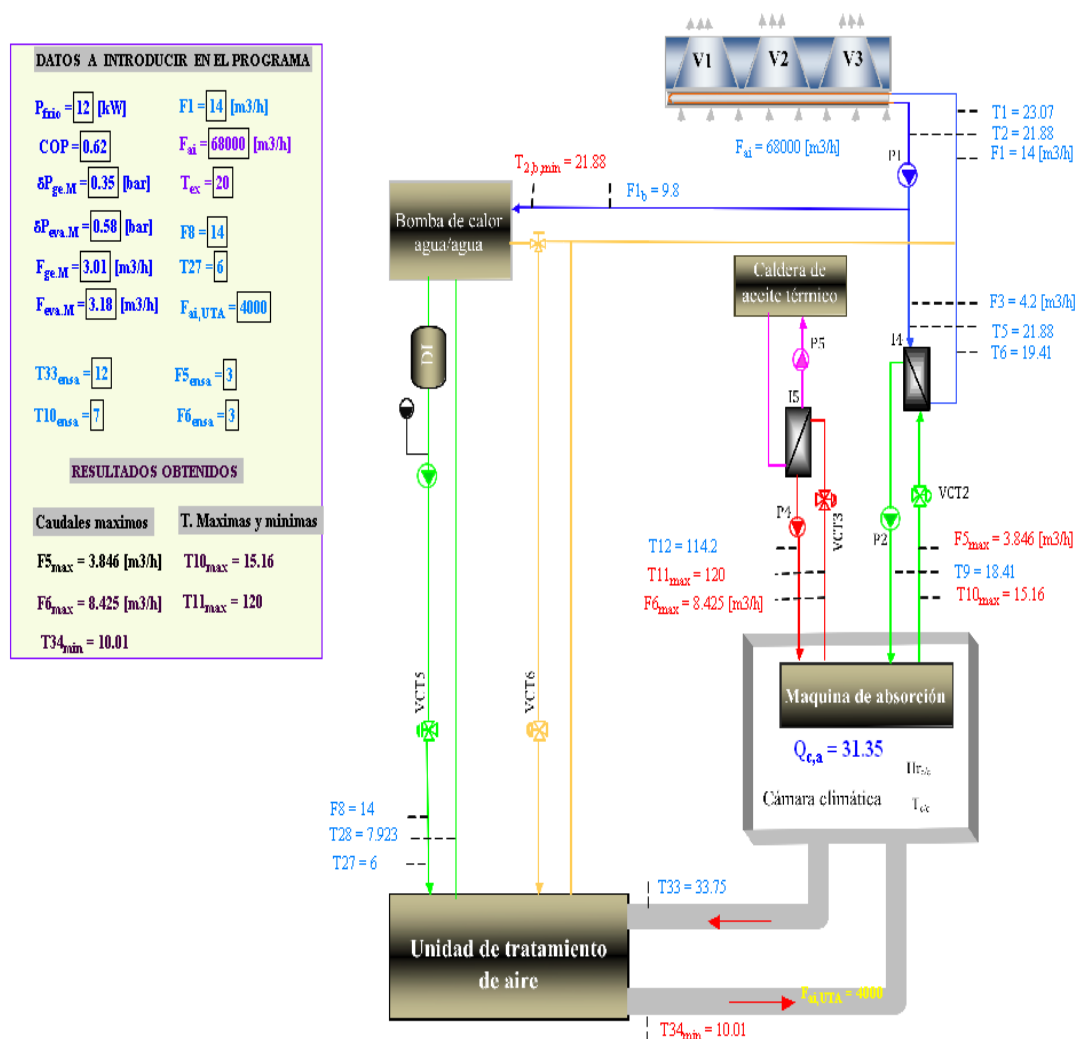


Figura 4.18 Resultados obtenidos con el programa EES-3 para los valores de la Tabla 4.11.





# 5

---

---

## **Desarrollo y validación de los procedimientos para el ensayo de enfriadoras de agua por absorción refrigeradas por aire o agua**

### **5.1. Introducción**

En este capítulo se desarrollan los procedimientos para el ensayo de enfriadoras de agua por absorción refrigeradas por aire o agua, trabajando tanto a carga total como parcial en configuraciones del banco en invierno y verano. En los ensayos a carga parcial de los equipos refrigerados con agua se han utilizado diferentes estrategias de control de la potencia del equipo mediante la temperatura del agua del condensador/absorbedor; del generador y del caudal del generador, así como arrancando y parando el equipo para ajustar la producción a la demanda.

Para validar los procedimientos de máquinas refrigeradas por agua en configuración invierno, se han realizado ensayos con un equipo de absorción de 17 kW operando con agua caliente en el generador a 90°C, 30°C en el circuito del condensador/absorbedor y 15°C de temperatura en la producción de agua fría. Estos ensayos han servido también para evaluar la capacidad del banco para controlar el caudal y la temperatura de los tres circuitos hidráulicos del banco que alimentan al equipo. De forma análoga se han validado los procedimientos de los ensayos a carga parcial con la misma máquina.

A modo de ejemplo se ha utilizado el programa desarrollado en el capítulo anterior para

determinar los límites de caudal y de temperatura a los que se puede ensayar una máquina de absorción comercial de 17 kW refrigerada por agua en el banco alineado en configuración verano, y una máquina de refrigeración de 10 kW refrigerada por aire.

## 5.2. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción en condiciones nominales

En este apartado se desarrollan los procedimientos para el ensayo en condiciones nominales de máquinas de refrigeración por absorción refrigeradas por aire o agua en configuraciones invierno y verano. La validación de estos procedimientos se ha realizado solamente para máquinas refrigeradas por agua en configuración invierno.

Para desarrollar los procedimientos de ensayo a carga nominal se toman como referencia las normas aplicables a los equipos de refrigeración y bombas de calor con accionamiento térmico referenciadas en la Tabla 2.5. De acuerdo con las normas aplicables a equipos de absorción accionados por agua caliente y refrigerados por agua, los parámetros a controlar para determinar las prestaciones de las máquinas son los siguientes:

- Caudales de agua de los circuitos del generador, del evaporador y del condensador/absorbedor.
- Temperaturas del agua a la entrada del condensador/absorbedor y del generador.
- Temperatura del agua a la salida del evaporador.

En la Tabla 5.1 se muestran los valores de la incertidumbre máxima que pueden tener las sondas de temperatura y los caudalímetros de los circuitos hidráulicos del banco para cumplir con las normas de ensayo aplicables a las máquinas de absorción : EN 12 309-2, JIS B 8622:2009 y ANSI/ARI 560.

Tabla 5.1 Incertidumbres máximas de las sondas de temperatura y de los caudalímetros según diferentes normas.

	EN 12 309-2	JIS B 8622:2009	ANSI/ARI 560
<b>Sondas de temperatura</b>	± 0,3 °C	±0,1°C	± 0,1°C
<b>Caudalímetros volumétricos</b>	± 5%	± 2%	1%

En la Tabla 5.2 se muestran las desviaciones máximas admisibles de los valores medios de caudal volumétrico y temperatura respecto al valor de consigna y de cada valor individual respecto al valor medio.

Tabla 5.2 Desviaciones máximas admisibles de los valores medios del caudal volumétrico y de las temperaturas respecto al valor de consigna, y de cada valor individual respecto al valor medio.

		EN 12 309-2	JIS B 8622:2009	ANSI/ARI 560
<b>Medidas de temperatura</b>	<b>Desviación máxima del valor medio</b>	$\pm 0,2^\circ$	$\pm 0,5^\circ\text{C}$	0,1
	<b>Desviación máxima del valor individual respecto al valor medio</b>	$\pm 0,5^\circ\text{C}$	-	$\pm 0,3^\circ\text{C}$
<b>Medida de caudal</b>	<b>Desviación máxima del valor medio</b>	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$	1%
	<b>Desviación máxima del valor individual respecto al valor medio</b>	$\pm 5\%$	-	5%

Para desarrollar los procedimientos también se ha tenido en cuenta la norma EN 4511 desarrollada para equipos eléctricos porque incluye información útil para determinar el rendimiento desde el punto de vista de consumo eléctrico, utilizando el COP eléctrico, definido como la relación del frío producido y el consumo eléctrico de la máquina y de las bombas de circulación de los circuitos.

Según esta norma, en las máquinas que no incorporan bombas de circulación de agua, como es el caso de los equipos de absorción, a los consumos propios de la máquina (bomba de solución + sistema de control), hay que sumarle la parte del consumo eléctrico de las bombas que circulan el agua por los circuitos del generador, condensador/absorbedor y evaporador. La potencia eléctrica consumida por la máquina deberá incrementarse el valor de la potencia de las bombas ( $P_b$ ) destinada a vencer las pérdidas de carga de cada uno de los intercambiadores de calor de los circuitos de la máquina.

Según la norma, para bombas con una potencia igual o menor a 500 W, el rendimiento ( $\eta$ ) y la potencia hidráulica ( $P_{\text{hidra}}$ ) se calculan en función del caudal volumétrico ( $q$ ) y la pérdida de carga ( $\Delta P$ ), mediante las siguientes expresiones, en que el rendimiento se expresa en % y la potencia en Watios.

$$(5.1) \quad P_{\text{hi}} = q\Delta P$$

$$(5.2) \quad P_b = \frac{P_{\text{hi}}}{\eta}$$

$$(5.3) \quad \eta = 0,0721 \cdot P_{\text{hi}}^{0,3183}$$

La norma mencionada también establece, que para equipos que no incorporen bombas de circulación de agua fría, la potencia frigorífica deberá aminorarse en el valor del consumo eléctrico de la bomba de circulación de agua del evaporador ( $P_{\text{eva}}$ ) estimado de acuerdo

con la ecuación (5.2). Esta corrección se interpreta como que la parte del trabajo de la bomba de circulación que se emplea para vencer las pérdidas de carga, acabará convertida en calor, aminorando la potencia efectiva de la enfriadora.

### 5.2.1. Procedimiento para ensayos de máquinas con disipación por agua con el banco en configuración invierno

El objetivo de este procedimiento es definir los pasos a seguir para determinar las prestaciones de las máquinas refrigeradas por agua trabajando a carga nominal en configuración invierno. El procedimiento se desarrolla en el Anexo AIII.1 tomado como referencia la Figura 5.1 y la nomenclatura de dicha figura.

#### 5.2.1.1. Validación del procedimiento de ensayos y de los programas de cálculo

El objetivo de este apartado es comprobar la validez del procedimiento desarrollado con una máquina de refrigeración por absorción de 17 kW cuyas características nominales de caudales, temperaturas y pérdidas de carga en los circuitos hidráulicos se indican en la Tabla 5.3. Una vez aplicado el procedimiento desarrollado se obtienen los valores límites de caudal y de temperatura del agua en los circuitos de la máquina indicados en la Tabla 5.4.

De dichos resultados puede comprobarse que los valores de caudal y temperaturas requeridos en el ensayo están dentro de los límites excepto la temperatura del agua a la entrada del condensador/absorbedor ya que el valor requerido es de 30°C y la temperatura mínima que se puede conseguir es de 30,6°C.

A continuación se calculan con el programa EES1.1 las frecuencias de giro en que tienen que operar las bombas para suministrar los caudales requeridos en los ensayos con las pérdidas de carga indicadas en la Tabla 5.3. Asimismo se determina el caudal de aire exterior que circula por el aero-refrigerante en función de la temperatura ambiente exterior y de la potencia del generador de la máquina. Los valores obtenidos para las frecuencias y caudal de aire requeridos en los ensayos se muestran en la Tabla 5.5.

Para realizar los ensayos, una vez puestas en funcionamiento las bombas de los circuitos hidráulicos en las condiciones definidas en la Tabla 5.3, se arranca la cal-

dera y se pone la máquina en funcionamiento. Cuando la máquina está operando en condiciones estacionarias se registran los valores de caudal y temperatura y se comparan con los obtenidos en el programa de cálculo.

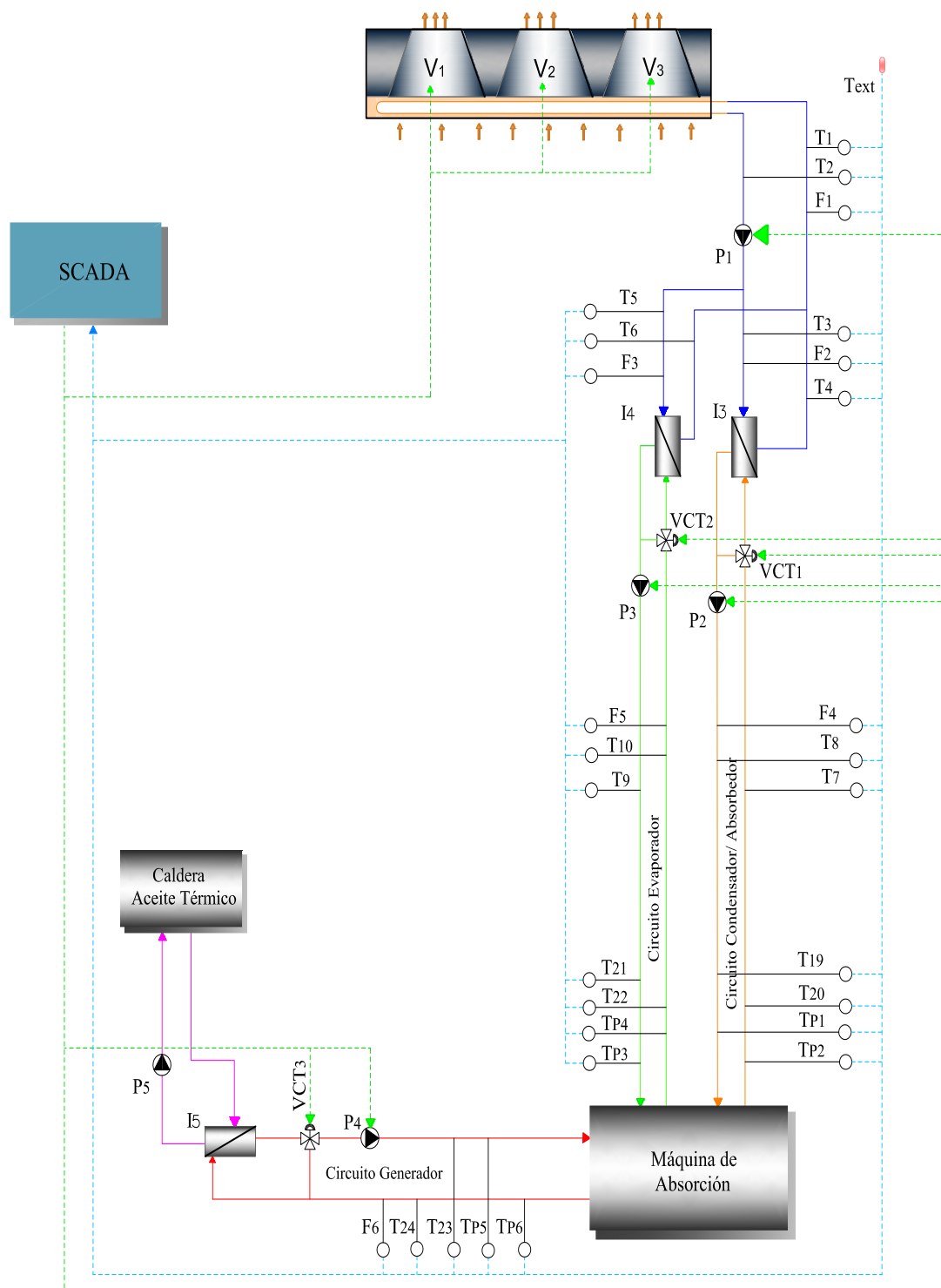


Figura 5.1. Esquema simplificado para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua en configuración invierno.

Tabla 5.3. Características de la enfriadora de absorción a ensayar y valores de las temperaturas requeridas en el ensayo.

Parámetros	Valores
Caudal nominal del generador ( $F_6$ m <sup>3</sup> /h)	3,0
Caudal nominal del evaporador ( $F_5$ m <sup>3</sup> /h)	3,0
Caudal nominal del agua del circuito del condensador/absorbedor ( $F_4$ m <sup>3</sup> /h)	6,0
Pérdida de carga en el generador ( $\Delta P_{ge}$ bar)	0,41
Pérdida de carga en el evaporador ( $\Delta P_{eva}$ bar)	0,65
Pérdida de carga en el c/a ( $\Delta P_{c/a}$ bar)	0,25
Potencia frigorífica evaporador ( $Q_{eva}$ kW)	17,00
Potencia generador ( $Q_{ge}$ kW)	28,0
Potencia del condensador/absorbedor ( $Q_{c/a}$ kW)	45,0
Temperatura del agua a la entrada del generador (°C)	100,0
Temperatura del agua de salida del evaporador (°C)	15,0
Temperatura agua entrada al circuito del cond./absorbedor (°C)	30,0

Tabla 5.4 Valores de caudales y temperaturas requeridos en los ensayos y valores obtenidos con el programa EES-1.

	$T_{Ext}$ (°C)	$Q_{eva}$ (kW)	COP	$F_{ai}$ (m <sup>3</sup> /h)	$F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	$F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	$F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	$T_{19}$ (°C)	$T_{22}$ (°C)	$T_{23}$ (°C)
Valores requeridos en los ensayos	21,7	17,0	0,6	71.500	6,0	3,0	3,0	30,0	15,0	100,0
Valores obtenidos con el programa EES-1	21,7	17,0	0,6	71.500	10,3	3,7	8,4	30,6	17,25	120,0

Tabla 5.5 Valores calculados con el programa EES-1.1 para  $T_{ex}$  de 21.7°C y los parámetros de funcionamiento de la tabla 5.5.

	$T_{EX}$	$Q_{eva}$	COP	$F_{ai,aero}$	Circuito cond./absorb.		Circuito evaporador		Circuito generador	
					$F_4$	Fre $P_2$	$F_5$	Frec $P_3$	$F_6$	Frec $P_4$
Valores calculados con EES 1.1	21.7 °C	17 kW	0.6	78.900 m <sup>3</sup> /h	6 m <sup>3</sup> /h	28.7 Hz	3m <sup>3</sup> /h	45.5 Hz	3 m <sup>3</sup> /h	18 Hz

En la Tabla 5.6 se muestran los valores de consigna fijados en los sistemas de control y los valores medios medidos así como la estabilidad de cada uno de los parámetros. Puede observarse que todos los parámetros están dentro de los límites de estabilidad definidos en la norma. Hay que observar que el indicador de estabilidad del caudal de agua del generador es del 1.6%, valor muy superior a los de los otros circuitos del condensador/absorbedor y evaporador, y que es debido a un ajuste inadecuado en las constantes del PID del lazo de control de la velocidad de la bomba del circuito del generador. Asimismo, el indicador de estabilidad de la potencia eléctrica consumida es del 16%, valor muy alto que es debido al

sistema de control de la propia máquina, que al tratarse de un prototipo no está bien ajustado.

En la Tabla 5.7 se indican las prestaciones obtenidas para la máquina trabajando en condiciones nominales. Puede observarse que el COP eléctrico estimado según la norma EN14515 es de 16.96 mientras que calculado según la relación de la potencia frigorífica y el consumo de energía eléctrica de la maquina sin imputar el consumo de las bombas de circulación es de 40.47. El balance neto de energía en la máquina es de 0.13 kW, lo que nos indica el buen funcionamiento del sistema de medida.

Tabla 5.6 Valores de consigna, valores registrados en el SCADA y límites de estabilidad (Máquinas refrigeradas por agua trabajando a carga nominal en configuración invierno).

Magnitudes registradas	Valor Consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura de entrada al generador, $T_{23}$ (°C)	100	99,5	$<\pm 0,05$
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	N/A	91,5	$<\pm 0,12$
Caudal generador $F_6$ (m³/h)	3	3	$<\pm 1,6\%$
$\Delta P$ circuito generador $T_{p5}-T_{p6}$ (bar)	N/A	0,42	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30	30	$<\pm 0,08$
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	N/A	36,5	$<\pm 0,08$
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6	6	$<\pm 0,1\%$
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor $T_{p1}-T_{p2}$ (bar)	N/A	0,25	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada evaporador $T_{22}$	N/A	14,6	$<\pm 0,13$
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	15	19,5	$<\pm 0,1$
Caudal evaporador $F_5$ (m³/h)	3	3,02	$<\pm 0,34\%$
$\Delta P$ circuito evaporador $T_{p3}-T_{p4}$ (bar)	N/A	0,58	$<\pm 0,01$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,42	$<\pm 16\%$

En la Tabla 5.8 se muestran los valores calculados y medidos de las temperaturas del agua a la entrada y salida de los circuitos de la máquina, con el banco trabajando en los límites de temperatura a la entrada del condensador/absorbedor y a la salida del evaporador. Puede observarse en esta tabla que la diferencia entre dichos valores está en el intervalo  $\pm 0.5$  °C excepto en el caso de las temperaturas de entrada y salida del agua en el condensador/absorbedor en que los valores calculados son unos dos grados inferiores a los medidos.

Esto confirma que el programa EES-1 calcula de forma adecuada los coeficientes UA del aero-refrigerante y del intercambiador I3 y que el valor calculado del intercambiador I4 es ligeramente superior al valor real.



Tabla 5.7 Prestaciones de la enfriadora a ensayar operando en condiciones nominales de caudal y temperatura con el banco en configuración invierno.

Parámetros	Valores
Temperatura entrada del generador $T_{23}$ (°C)	99,5
Temperatura salida del evaporador $T_{22}$ (°C)	14,6
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30,0
Caudal del circuito del generador $F_6$ (m³/h)	3,0
Caudal del circuito del evaporador $F_5$ (m³/h)	3,0
Caudal del circuito del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6,0
Pérdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,42
Pérdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,58
Pérdida de carga en el c/a $\Delta P$ (bar)	0,25
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kW)	17,0
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	27,2
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	45,3
Consumo bomba solución + control CEE (kW)	0,42
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kW)	0,16
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kW)	0,20
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,c/a}$ (kW)	0,21
$EER_t$	0,62
$EER_{ele}$	40,47
$EER_t$ (EN 14511)	0,61
$EER_{ele}$ (EN 14511)	16,96

Tabla 5.8 Temperaturas calculadas con el programa EES-1 y temperaturas medidas con la máquina trabajando en condiciones estabilizadas.

	$T_{EX}$	$F_{ai}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_{19}/T_7$	$T_{20}/T_8$	$T_{21}/T_9$	$T_{22}/T_{10}$	$T_{23}/T_{11}$	$T_{24}/T_{12}$
V. calculados programa EES.1	21,7	71.500	26	24,3	24,3	27,5	24,3	18,2	30,6	37,1	17,25	12,3	120	-
V. medidos con M. estabilizada	21,7	71.500	26,3	23,8	24,7	27,3	24,7	19,2	30,1	36,6	19,5	14,7	99,7	91,3
Diferencia	-	-	-0,3	-0,5	-0,2	0,2	-0,4	-1	-0,5	-0,5	-2,25	-2,4	-	-

En el Anexo AIII.2 se muestran los gráficos de caudal, temperatura  $\Delta P$  y potencia térmica de los tres circuitos, y las fuguras de la pantalla del ordenador con los resultados de la aplicación de los programas de cálculo EES-1 y EES-1.1, para las condiciones de operación de la máquina indicadas en la tabla 5.3. En la Tabla 5.9 se muestran los valores máximos calculados con el programa EES-1 del caudal que pueden suministrar las bombas de los circuitos del condensador/absorbedor, generador y evaporador, los caudales requeridos en los ensayos, y los valores máximos que las bombas pueden suministrar trabajando a la frecuencia nominal, 50 Hz. La diferencia entre los valores máximos calculados y los valores máximos medidos es de: 0,7 m³/h para el circuito del condensador/absorbedor, 0,19 m³/h para el circuito del

evaporador y 0,08 m<sup>3</sup>/h para el circuito del generador. Aunque los valores calculados de todos los circuitos son ligeramente superiores a los valores máximos que se pueden conseguir, se considera que son aceptables y que el programa es adecuado para determinar los caudales máximos.

Tabla 5.9 Caudales requeridos en los ensayos, caudales máximos calculados con el programa EES-1 y caudales medidos con las bombas trabajando a 50Hz.

Caudales de los circuitos hidráulicos (m <sup>3</sup> /h)	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>
Valores máximos del caudal calculado con el programa EES.1	10,3	3,8	7,9
Valores medidos del caudal con las bombas trabajando a 50Hz	9,6	3,6	7,8
Valores de los caudales requeridos en los ensayos	6,0	3,0	3,0

En la Tabla 5.10 se muestran los valores de caudal de aire y de frecuencia calculados con el programa EES-1.1 para realizar los ensayos, y los valores medidos con la máquina trabajando en condiciones estabilizadas. En dicha tabla se puede comprobar que las diferencias entre los valores medidos y los calculados están dentro de los valores aceptables, por consiguiente, se considera que el programa es adecuado para determinar la frecuencia de operación de las bombas para suministrar el caudal de agua requerida en los ensayos, y el caudal óptimo de aire que debe de circular por el aerorefrigerante para conseguir las temperaturas requeridas en los ensayos.

Tabla 5.10 Valores calculados con el programa EES-1.1 y valores registrado con el SCADA para Tex de 21.7°C y los parámetros de funcionamiento de la tabla 5.5.

	Circuito C/A			Circuito evaporador		Circuito generador	
	F <sub>ai,aero</sub> (m <sup>3</sup> /h)	F <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	P <sub>2</sub> (Hz)	F <sub>5</sub> (m <sup>3</sup> /h)	P <sub>3</sub> (Hz)	F <sub>6</sub> (m <sup>3</sup> /h)	P <sub>4</sub> (Hz)
Valores medidos	71.500	6,0	30,0	3,0	42,0	3,0	20,0
Valores calculados con EES_1.1	78.900	6,0	28,7	3,0	45,5	3,0	18,0
Diferencia en valor absoluto	7.400 (10%)	0	1,3 (4%)	0,0	2,5 (6%)	0,0	2 (10%)

## 5.2.2. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga nominal con el banco en configuración verano

El objetivo del procedimiento es definir los pasos a seguir para determinar las prestaciones de las enfriadoras refrigeradas por agua trabajando a carga nominal con el banco operando en configuración verano. Tal como se explicó anteriormente, la configuración verano se aplica cuando la temperatura ambiente exterior es alta y no se puede conseguir la temperatura mínima requerida a la entrada del condensador/absorbedor con el aerorefrigerante y se precisa el empleo de la bomba de calor operando en modo refrigeración. El procedimiento está desarrollado en el Anexo AIII.3 tomado como referencia la Figura 5.2 y la nomenclatura de dicha figura.

Para verificar el correcto funcionamiento del procedimiento, se conectó la misma enfriadora ensayada en el apartado anterior, pero con el banco alineado en configuración verano. En la Tabla 5.11 se presentan las condiciones de ensayo del equipo junto con los valores calculados y los límites de operación de los circuitos.

Tabla 5.11 Valores de caudales y temperaturas requeridos en los ensayos, y valores obtenidos con el programa EES-2

	$Q_{eva}$ (kW)	COP	$F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	$F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	$F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	$T_{19}$ (°C)	$T_{22}$ (°C)	$T_{23}$ (°C)
<b>Valores obtenidos en los ensayos realizados</b>	16,8	0,65	6	3	3	30	15	100
<b>Valores límites obtenidos con el programa EES-2</b>	-	-	10,34	3,86	8,45	24,4	15,4	120
<b>Margen entre los valores a los que se han realizado los ensayos y los límites a los que se pueden realizar</b>	-	-	4,34	0,86	3,45	5,6	0,4	20

En la Tabla 5.11, podemos comprobar que los valores de caudal y temperatura de agua a los que se han realizado los ensayos, están dentro de los límites calculados con el programa. Dado que en estas condiciones de operación las válvulas controladoras de temperatura del circuito del evaporador ( $VCT_2$ ) estaba controlando con una apertura del 90%, la de control de temperatura del circuito del condensador/absorbedor ( $VCT_1$ ) a un 80% y que a los controladores de velocidad de las bombas de circulación de agua les quedaba un cierto margen par aumentar el caudal de las bombas, se puede considerar que el programa de cálculo EES-2 es aceptable para determinar los límites de caudal y temperatura a los que se pueden realizar los ensayos.

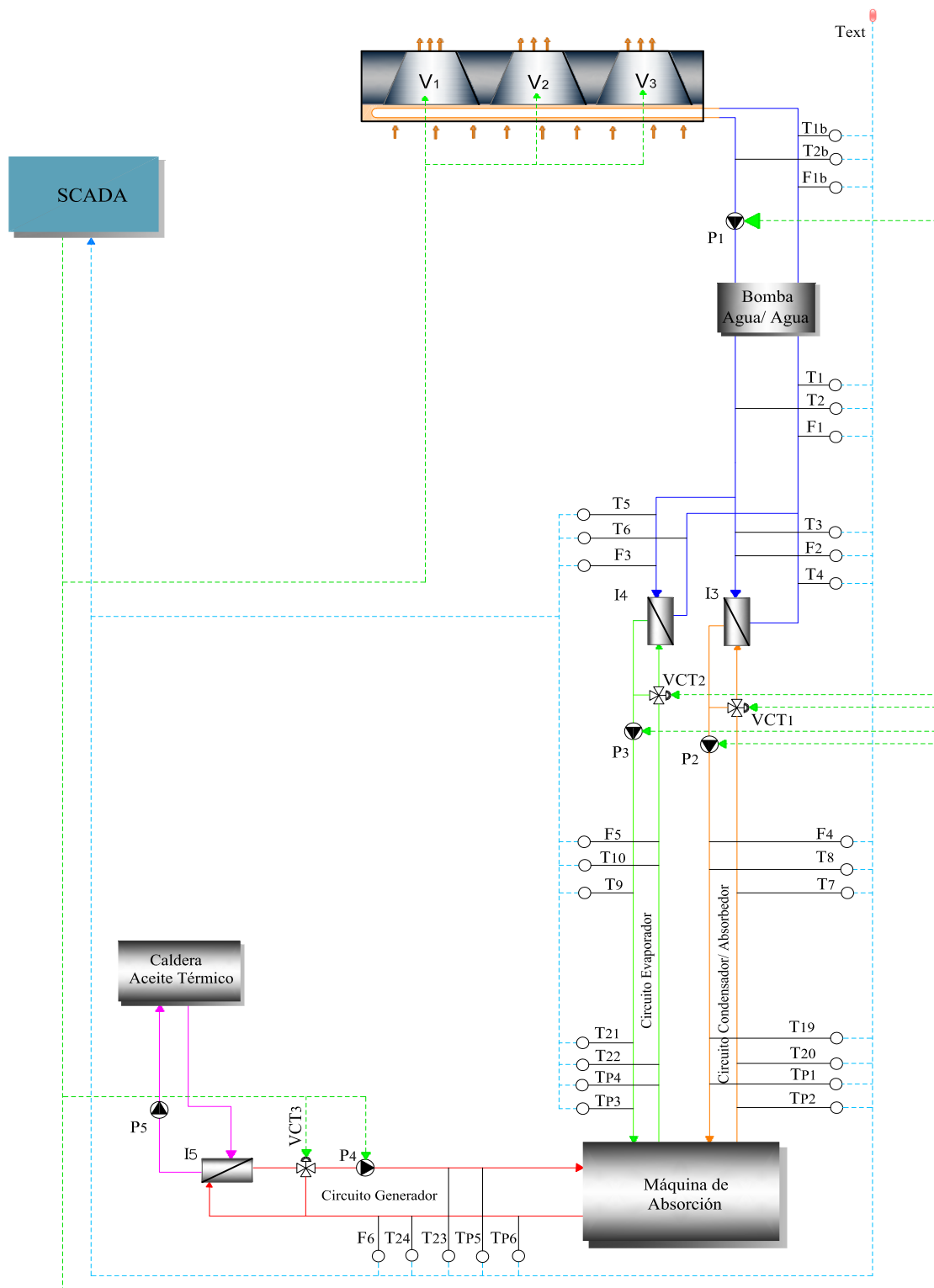


Figura 5.2 Esquema simplificado para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua en configuración verano, conectadas a la estación de pruebas EP-3.

A continuación se presenta la aplicación del programa de cálculo desarrollado para determinar las condiciones operativas en que se puede ensayar una enfriadora determinada cuando el banco está alineado en configuración verano. La enfriadora de absorción considerada en este estudio es una enfriadora Yazaki SH10 cuyas características de funcionamiento se indican en Tabla 5.12, y la temperatura ambiente exterior a la que se va a ensayar es 35°C. En la Tabla 5.13 se muestran los límites de caudal y temperatura calculados con el programa y los caudales y temperaturas requeridos en los ensayos.

Tabla 5.12 Parámetros de funcionamiento de la enfriadora de absorción YAZAKI - SH10.

Parámetros	Valores
Caudal nominal del generador $F_6$ (m³/h)	8,6
Caudal nominal del evaporador $F_5$ (m³/h)	5,5
Caudal nominal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	18,0
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,9
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,56
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,8
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	35,0
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	50,6
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	85,6
Temperatura del agua caliente en el generador (°C)	88
Temperatura del agua fría producida (°C)	7,0
Temperatura del agua de refrigeración a la entrada del c/a (°C)	31,0

Aplicando el programa de cálculo para las condiciones de operación indicadas en la Tabla 5.12, obtenemos los valores límites de caudal y temperatura indicados en la Tabla 5.13 donde se puede apreciar que todos los valores de caudales y temperatura requeridos en los ensayos están dentro de los límites de caudal y temperatura que se pueden conseguir con el banco, excepto la temperatura del agua a la salida del evaporador, que es requerida a una temperatura de 7° C y solo se pueden conseguir -0.9° C, lo que nos confirma que el ensayo no es viable.

Tabla 5.13 Valores de caudales y temperaturas requeridos en los ensayos de la maquina YAZAKI - SH10 y valores limites obtenidos con el programa EES-2.

	$F_4$ (m³/h)	$F_5$ (m³/h)	$F_6$ (m³/h)	$T_7$ (°C)	$T_{10}$ (°C)	$T_{23}$ (°C)
Valores requeridos en los ensayos	18,0	5,5	8,6	31	7,0	100,0
Valores límites calculados	17,9	4,7	10,9	29,8	-0,9	120,0
Viabilidad	sí	aceptable	sí	aceptable	no	sí

Analizando las curvas de funcionamiento suministradas por el fabricante de la enfriadora, a la temperatura del agua de refrigeración de 32°C y la temperatura del agua caliente de activación de 80°C, la potencia frigorífica de la máquina es de 20.5 kW y el COP de 0.62. Aplicando el programa de cálculo para estas nuevas condiciones de operación, los resultados obtenidos (Tabla 5.14) indican que es factible ensayar la enfriadora en el banco para determinar las prestaciones de la enfriadora cuando la temperatura del agua de refrigeración es de 32°C o superior, la temperatura del agua caliente está por debajo de 80°C y la temperatura del agua fría producida entre 5 y 12°C.

Tabla 5.14 Valores de caudales y temperaturas requeridos en los ensayos, y valores obtenidos con el programa EES.

	$F_4$ (m³/h)	$F_5$ (m³/h)	$F_6$ (m³/h)	$T_{19}$ (°C)	$T_{22}$ (°C)	$T_{23}$ (°C)
Valores obtenidos en los ensayos realizados	18	5,5	8,6	32	12	100
Valores límites obtenidos con el programa EES-2	17,9	4,8	10,9	32,8	12,5	120
Margen entre los valores a los que se han realizado los ensayos y los límites a los que se pueden realizar	0	-0,7	1,5	-0,8	0,5	20

### 5.3. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por aire a carga nominal

El objetivo del procedimiento es definir los pasos a seguir para determinar las prestaciones de una enfriadora de absorción refrigeradas por aire trabajando a carga nominal. El procedimiento se desarrolla en el Anexo AIII.4 tomado como referencia la Figura 5.3. En esta configuración no se ha podido realizar la validación del procedimiento de ensayos por no disponer de una enfriadora de absorción refrigerada por aire, por lo que nos hemos limitado a aplicar el programa de cálculo EES-3 para determinar la viabilidad de ensayo de una enfriadora de absorción refrigerada por aire Rotartica de 4.5 kW, cuyos parámetros de operación son los indicados en la Tabla 5.15. Para ello, se ha tomado como referencia los valores de caudal y temperatura del aire de refrigeración y del agua de los circuitos de la máquina utilizados en los ensayos realizados por Zaltash et al. (2007).

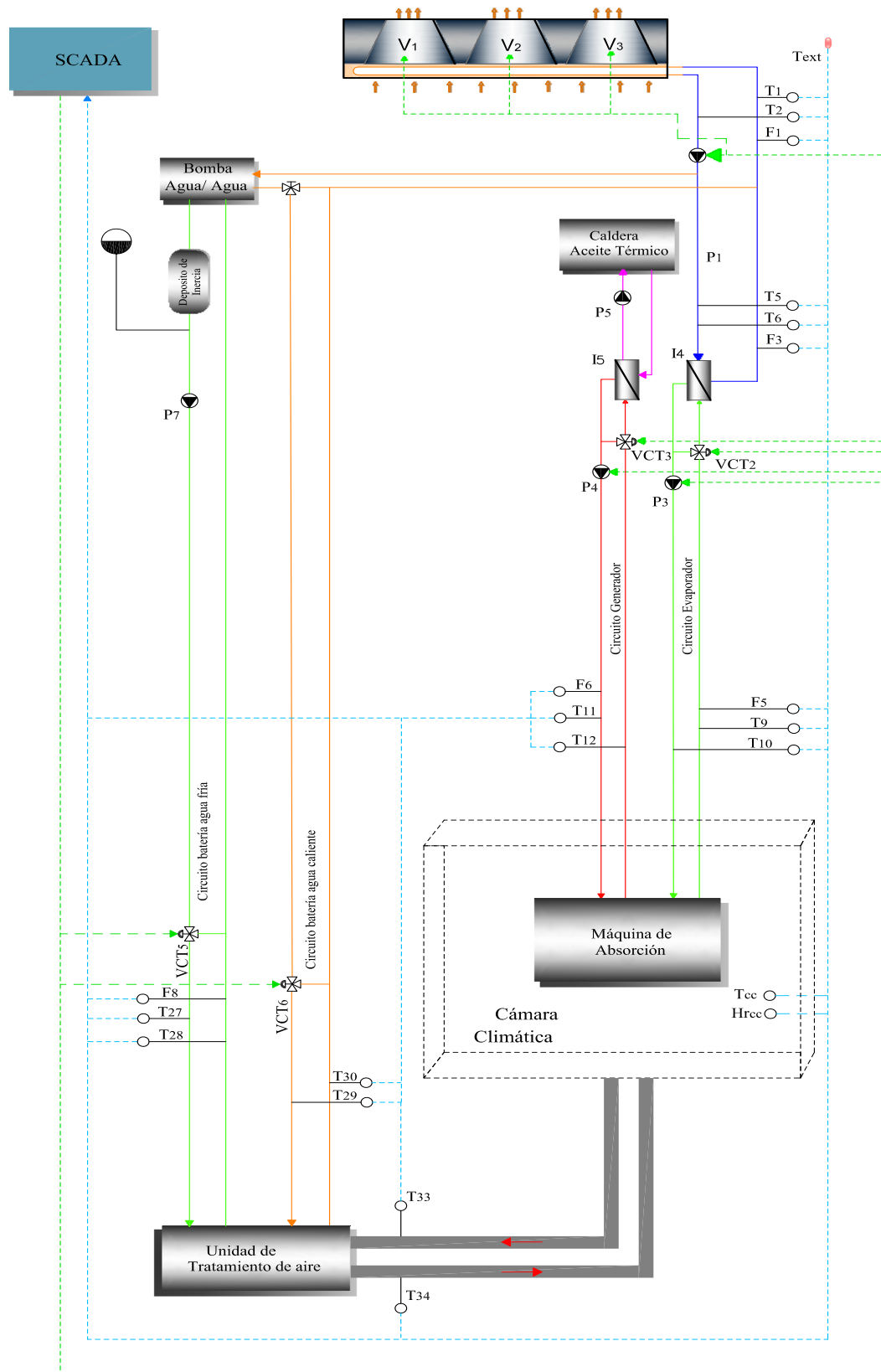


Figura 5.3 Esquema simplificado para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por aire.

Tabla 5.15 Características de la enfriadora Rotartica de 4.5 kW, modelo solar 7.

Parámetros	Valores
Caudal nominal del generador ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	1,2
Caudal nominal del evaporador $F_5$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	1,2
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,3
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,2
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	-
Potencia frigorífica $Q_{eva}$ (kW)	4,5
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	6,7
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	-
Temperatura del agua caliente de activación ( $^{\circ}\text{C}$ )	90
Intervalo de temperatura del agua fría producida ( $^{\circ}\text{C}$ )	07-12
Temperatura de aire	35

Para determinar las prestaciones de la máquina a distintos valores de caudal y temperatura de aire y de agua, Zaltash et al. (2007) realizaron ensayos en diferentes condiciones de operación, mostradas en la Tabla 5.16. En dicha tabla se incluyen también los límites de caudal y de temperatura del aire y del agua en los distintos circuitos que se pueden conseguir en el banco de ensayos si se quisiera reproducir los ensayos mencionados. Para determinar dichos límites se ha tomado como referencia el caso más desfavorable que corresponde a la máxima potencia frigorífica (6.3 kW), el máximo caudal de aire (3720  $\text{m}^3/\text{h}$ ) y mínima temperatura del aire de refrigeración (27.8 $^{\circ}\text{C}$ ).

Tabla 5.16 Límites de caudales y temperaturas en los ensayos realizados por Zaltash et al (2007) con la enfriadora de absorción Rotartica de 4.5 kW, modelo solar 7, y límites de caudal y temperatura que se pueden conseguir con el banco de ensayos.

	Aire	Agua caliente	Agua fría
Límites de los caudales en los ensayos ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	1.020 - 3.720	0,9 - 1,38	1,9 - 1,4
Límites de temperaturas en los ensayos ( $^{\circ}\text{C}$ )	27,8 - 35	90	12,7 - 20,1
Límites de caudal que se pueden conseguir en el banco de ensayos ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	470 - 4.700	0,4 - 4	0,3 - 3
Límites de temperatura que se pueden conseguir en el banco de ensayos ( $^{\circ}\text{C}$ )	10 - 50	60 - 120	5 - 30

En la Tabla 5.16 podemos comprobar que los límites de caudal y temperatura de aire y de agua que se pueden suministrar con el banco de ensayos, son muy superiores a los requeridos en los ensayos realizados por Zaltash et al, por lo cual se puede concluir que es posible realizar ensayos con máquinas de mayor potencia y con mayores caudales de aire y de agua.



Es importante remarcar que para los casos en los que el caudal requerido de aire es inferior al máximo caudal que se puede suministrar con la UTA (4700 m<sup>3</sup>/h), con el controlador de velocidad del ventilador de dicha máquina se puede ajustar el caudal suministrado al caudal requerido con objeto de conseguir temperaturas homogéneas dentro de la cámara climática. Si el caudal de aire del ventilador de la máquina a ensayar es superior al suministrado por la UTA, se generan corrientes de circulación de aire y no se puede conseguir una temperatura homogénea dentro de dicha cámara.

## 5.4. Procedimiento de ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga parcial

El objetivo es desarrollar un procedimiento que permita determinar las prestaciones de la enfriadora de absorción refrigerada por agua trabajando a carga parcial y la curva de degradación del COP, también denominado como Energy Efficiency Ratio (EER), en función del factor de carga parcial (fcp), y comparar las prestaciones de la máquina y la degradación del EER en los distintos modos de control.

Para el ensayo de máquinas a carga parcial, en la actualidad se dispone de la norma ANSI/ARI 560-2000 para enfriadoras de absorción de simple y doble efecto refrigeradas por agua. A nivel europeo, para las enfriadoras de compresión mecánica existe el procedimiento establecido por EUROVENT en sus programas de certificación, para la determinación del valor estacional del COP o EER, CO<sub>Pest</sub> o ESEER. La norma EN 14825:2011 establece el procedimiento para ensayar las enfriadoras y bombas de calor de compresión y accionamiento eléctrico, a carga parcial y obtener las prestaciones estacionales. Los métodos de ensayo, y aplicaciones de estas normas han sido ampliamente tratados en la tesis doctoral de Zamora (2012), por consiguiente, el presente trabajo se limita a dar la información necesaria para desarrollar el procedimiento de ensayo.

La norma ANSI/ARI 560-2000 plantea la medición del COP térmico, definido como el cociente entre la producción de frío y el consumo de energía térmica de la enfriadora, en distintas condiciones de carga parcial, y a partir de estos valores, determina el valor del COP a carga parcial integrado, también denominado Integrated Part-Load Value (IPLV), mediante una suma ponderada de los valores del COP o EER obtenidos en ensayos a carga total y cargas parciales del 75, 50 y 25%, según la expresión.

$$(5.4) \quad \text{IPLV} = 0,001 \cdot \text{ERR}_{100\%}(A) + 0,42 \cdot \text{ERR}_{75\%}(B) + 0,045 \cdot \text{ERR}_{50\%}(C) + 0,12 \cdot \text{ERR}_{25\%}(D)$$

Los coeficientes de ponderación se toman de estudios realizados por ASHRAE y DOE de valores medios de edificios típicos en 29 ciudades norteamericanas. Las condiciones de

ensayo requeridas en la norma se muestran en la Tabla 5.17.

Tabla 5.17 Condiciones de ensayo a carga parcial según ANSI/ARI 560-2000, Zamora (2012).

	Factor de carga parcial (fcp)	Temperaturas de entrada/salida del agua de refrigeración (°C)	Temperaturas de salida/entrada de agua fría (°C)	Temperaturas de entrada/salida de agua de activación (°C)
<b>A</b>	100%	29,4/ <sup>a</sup>	6,7/ <sup>b</sup>	<sup>c</sup>
<b>B</b>	75%	25,3/ <sup>a</sup>	6,7/ <sup>b</sup>	<sup>c</sup>
<b>C</b>	50%	21,1/ <sup>a</sup>	6,7/ <sup>b</sup>	<sup>c</sup>
<b>D</b>	25%	21,1/ <sup>a</sup>	6,7/ <sup>b</sup>	<sup>c</sup>
<b>E</b>	0%	21,1/ <sup>a</sup>	6,7/ <sup>b</sup>	<sup>c</sup>

(a) la temperatura de salida será la que se obtenga para un caudal de agua de refrigeración de 0.065 l/s por kW  
(b) la temperatura de entrada será la que se obtenga para un caudal de agua fría de 0.043 l/s por kW  
(c) valores de fabricante para proporcionar las condiciones de potencia parcial

El método de ensayo de la norma ANSI/ARI 560-2000 establece que se actuará sobre el control de potencia del equipo, normalmente sobre la temperatura de activación, para proporcionar un salto de temperatura de agua fría, correspondiente al 100%, 75%, 50% y 25% del salto de temperatura nominal. Esta condición, se mantendrá estable durante el tiempo en el que se registren los datos, y se obtendrán los valores medios de potencia frigorífica y potencia de accionamiento. Para cada una de las condiciones A, B, C y D de la Tabla 5.17 se calculará el COP térmico o EERter como el cociente entre el valor medio de la potencia frigorífica y el valor medio de la potencia térmica consumida. El valor del COP estacional o IPLV se determina aplicando la ecuación 5.5.

El procedimiento establecido por EUROVENT en sus programas de certificación para la determinación del valor estacional del COP o ESEER, de las enfriadoras y bombas de calor de compresión mecánica, establece que las condiciones de ensayo serán las indicadas en la Tabla 5.18.

Tabla 5.18 Condiciones de ensayo a carga parcial según EUROVENT para enfriadoras de compresión mecánica del tipo agua-agua, Zamora (2012).

	Factor de carga parcial fcp	Temperaturas de entrada/salida del agua de refrigeración (°C)	Temperaturas de salida/entrada de agua fría (°C)
<b>A</b>	100%	30 / 35	7/12
<b>B</b>	75%	26 / <sup>A</sup>	7 / <sup>B</sup>
<b>C</b>	50%	26 / <sup>A</sup>	7 / <sup>B</sup>
<b>D</b>	25%	18 / <sup>A</sup>	7 / <sup>B</sup>

(a) La temperatura de salida para el condensador será la que resulte con el caudal nominal  
(b) La temperatura de salida para el evaporador será la que resulte con el caudal nominal

El valor estacional del COP, ESEER, se calcula mediante la ecuación:

$$(5.5) \quad \text{ESEER} = 0,03 \cdot \text{EER}_{100\%}(A) + 0,42 \cdot \text{EER}_{75\%}(B) + 0,45 \cdot \text{EER}_{50\%}(C) + 0,45 \cdot \text{EER}_{25\%}(D)$$

En la norma EN 14825:2011, el método de determinación del ESEER se formula de forma más compleja y elaborada que en sus anteriores versiones. Las principales novedades y precisiones que introduce esta norma frente a la americana y al procedimiento de EUROVENT son:

- a. El nivel exacto de carga parcial dependerá de la temperatura de diseño del aire exterior –normalmente 35° C (Tabla 5.19).
- b. Se ofrecen tres condiciones de temperatura de agua de refrigeración según sea para disipación con torre, para intercambio geotérmico, o para disipación seca –dry cooler- (Tabla 5.19).
- c. Se ofrecen dos condiciones de temperaturas de producción de agua fría, para uso de fancoils, y para aplicación de suelo radiante (Tabla 5.19).
- d. El valor estacional del COP o ESEER se calcula en función de una demanda energética máxima de refrigeración ( $D_{ref}$ ), del consumo auxiliar durante los periodos en que la máquina está en stand-by (E-OFF), y del valor correspondiente del ESEER cuando la máquina esta en funcionamiento ESEER-ON.

Analizando las normas actuales para el ensayo de equipos de compresión o absorción a carga parcial, y los resultados obtenidos en la determinación de las prestaciones del banco de ensayos (capítulo 4), se llega a la conclusión de que el banco diseñado permite realizar ensayos a carga parcial de enfriadoras de absorción aire/agua y agua/agua. Las enfriadoras de absorción se pueden ensayar en cualquiera de los cinco modos de control definidos en el capítulo 3 (apartado 3.6).

Los ensayos a carga parcial se pueden realizar con dos procedimientos: uno con sistema de control ON/OFF, y otro con un sistema de control que permite controlar la potencia de la máquina, actuando sobre la temperatura del generador, la temperatura del condensador/absorbedor o el caudal del agua del generador. A continuación se desarrollan estos dos procedimientos.

#### 5.4.1. Procedimiento de ensayos de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua a carga parcial con control ON/OFF

La norma EN 14825:2012, deja sólo para los equipos aire-agua y agua-agua, de capacidad variable, la obligatoriedad de realizar ensayos de funcionamiento a carga parcial y sugiere

un método de ensayos a cargas parciales (Figura 5.4) basado en aportar carga térmica por medio de una resistencia eléctrica variable. La medición se basará en estos casos, en la integración de la energía frigorífica, y la energía consumida a lo largo de un número de ciclos completos estabilizados.

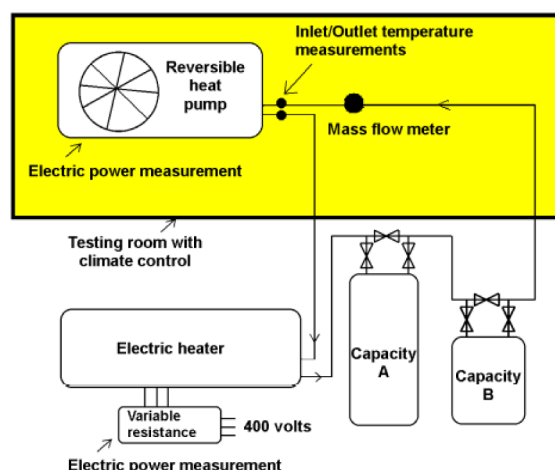


Figura 5.4. Esquema para ensayos a cargas parciales propuesto en la norma EN14825.

El procedimiento propuesto en esta tesis es un procedimiento genérico que permite ensayar enfriadoras de absorción a carga parcial con sistema de control ON/OFF aplicando cualquiera de las tres normativas comentadas anteriormente. La carga eléctrica propuesta en la norma EN14825, se sustituye por una carga térmica generada a través de un intercambiador de calor (I4 en la Figura.5.5) y un sistema de inercia generado por un depósito de inercia similar al propuesto en dicha norma.

En la Figura 5.5 se muestra un esquema simplificado del banco alineado para ensayos de enfriadoras de absorción a cargas parciales con sistema de control ON/OFF.

El ajuste de la carga térmica a los valores requeridos en los ensayos, se realiza con la válvula de control  $VCT_2$ , y la inercia térmica por medio un depósito de inercia cuyo volumen depende de la potencia de la máquina a ensayar. El depósito previsto para enfriadoras de una potencia del orden de 10 kW, es de 150 litros, lo que supone unos 15 litros por kW, valor que se encuentra dentro del rango habitual de las inercias de las instalaciones de climatización.

Para ajustar la carga térmica a la consigna requerida en los ensayos, se fija como señal de referencia de control de la  $VCT_2$ , la señal de la potencia de refrigeración ( $PF_5$ ) generada por el SCADA a partir de las señales de temperatura  $T_{21}$  y  $T_{22}$  y de caudal  $F_5$  (Figura 5.5).

La secuencia de acciones previas a la realización de los ensayos es la siguiente:

- Si el ensayo se quiere realizar parando/arrancando las bombas P2 y P4, cuando para/arranca el equipo, éste debe enviar la señal de paro/arranque al SCADA, para que dicho sistema dé orden de paro/arranque a estas bombas.
- Definir la norma a seguir para realizar los ensayos.
- Aplicar el programa de simulación EES-1 para determinar si el ensayo es viable.
- Aplicar el programa de simulación EES-1.1 para determinar la frecuencia de trabajo de las bombas de circulación P1, P2, P3 y P4 y el caudal de aire del aerorefrigerante.
- Alinear el banco para ensayos de enfriadoras a carga parcial.
- Cumplimentar la Tabla 5.19 con los valores de caudal y temperatura requeridos en los ensayos.

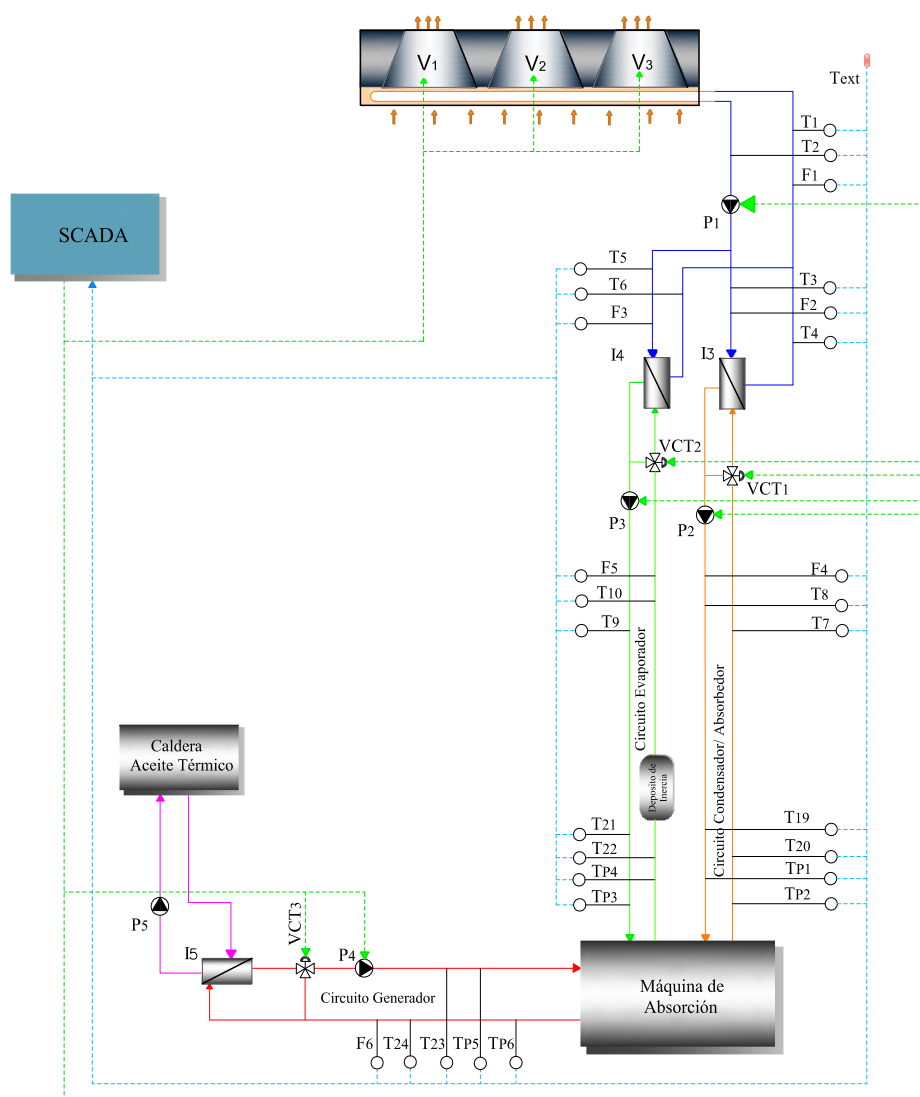


Figura 5.5. Esquema simplificado del banco de ensayos para ensayos de enfriadoras de absorción a carga parcial con sistema de control ON/OFF.

Tabla 5.19 Caudales y temperaturas requeridos en los ensayos de carga parcial.

Ensayo	Factor de carga parcial (fcp)	Generador			Evaporador			Condensador/absorbedor		
		Caudal $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	T.E $T_{23}$ (°C)	TS $T_{24}$ (°C)	Caudal $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	TE $T_{21}$ (°C)	TS $T_{22}$ (°C)	Caudal $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	TE $T_{19}$ (°C)	TS $T_{20}$ (°C)
A	100%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
B	¿?	-	-	-	-	-	-	-	-	-
C	¿?	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D	¿?	-	-	-	-	-	-	-	-	-

#### 5.4.1.1. Procedimiento para ensayos a carga nominal (fcp=100%)

El objetivo de estos ensayos es determinar las prestaciones de la máquina trabajando en condiciones nominales de caudal y temperatura, para tomarlos como referencia en los ensayos a cargas parciales. Para determinar dichas prestaciones se aplica el procedimiento descrito en el Anexo AIII.1, tomando como caudales y temperaturas de operación indicadas en la Tabla 5.19 para el ensayo A (fcp = 100%). En la Tabla 5.20 se muestra el formato a cumplimentar con los valores registrados en el SCADA y en la Tabla 5.21 el formato a cumplimentar para calcular las prestaciones de la máquina.

Tabla 5.20 Formato de tabla para el registro de datos del SCADA con la máquina trabajando a carga nominal y en cada uno de los ensayos a carga parcial.

Parámetros	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	-	-	<±
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	-	-	<±
Caudal generador $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	-	-	<±
ΔP circuito generador $T_{p_5}$ - $T_p$ (bar)	-	-	<±
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	-	-	<±
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	-	-	<±
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	-	-	<±
ΔP circuito condensador/absorbedor $T_{p_1}$ - $T_{p_2}$ (bar)	-	-	<±
Temperatura entrada evaporador $T_{22}$	-	-	<±
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	-	-	<±
Caudal evaporador $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	-	-	<±
ΔP circuito evaporador $T_{p_3}$ - $T_{p_4}$ (bar)	-	-	<±
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	-	<±

Tabla 5.21. Formato de tabla para determinar las prestaciones de la máquina trabajando a carga parcial para cada estrategia de control y fcp.

Parámetros	Valores
Temperatura entrada del generador $T_{23}$ (°C)	-
Temperatura salida del evaporador $T_{22}$ (°C)	-
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	-
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	-
Caudal del evaporador $F_5$ (m³/h)	-
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	-
Pérdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	-
Pérdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	-
Pérdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	-
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kWh)	-
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	-
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kWh)	-
Consumo bomba solución + control CEE (kWh)	-
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kWh)	-
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kWh)	-
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kWh)	-
$EER_t$	-
$EER_{ele}$	-
$EER_t$ (EN 14511)	-
$EER_{elec}$ (EN 14511)	-

#### 5.4.1.2. Procedimiento de ensayo a carga parcial con sistema de control ON/OFF (fcp = 75, 50 y 25%)

El objetivo de este procedimiento es determinar las prestaciones de la máquina y la degradación del COP térmico o  $EER_t$  y del COP eléctrico o  $EER_{ele}$ , trabajando a carga parcial con sistema de control ON/OFF. En el Anexo AIII.5, se desarrolla el procedimiento de ensayos tomando como referencia la Figura 5.5.

Para cada uno de los ensayos a 75%, 50 % y 25% se debe cumplimentar la Tabla 5.20 con los parámetros registrados en el SCADA y la Tabla 5.21 con los parámetros que definen las prestaciones de la enfriadora.

### 5.4.1.3. Determinación de la degradación del $EER_{ter}$ y $EER_{ele}$ en función de la carga

Una vez realizados los ensayos y cumplimentadas las tablas correspondientes a cada una de las cargas parciales, debe completarse la Tabla 5.22 y hacer un gráfico que correlacione los valores de  $EER_{ter}$  y  $EER_{ele}$  con el factor de carga parcial (fcp).

Tabla 5.22 Evolución de los valores del COP o EER eléctrico y térmico en función del factor de carga parcial (fcp) con sistema de control ON/OFF

	Factor de carga parcial (fcp)			
	100%	75%	50%	25%
$Q_{c/a}$ (kW)	-	-	-	-
$Q_{eva}$ (kW)	-	-	-	-
$Q_{ge}$ (kW)	-	-	-	-
$EER_{ter}$	-	-	-	-
$EER_{ele}$	-	-	-	-
$EER_{ter}$ (14511)	-	-	-	-
$EER_{ele}$ (14511)	-	-	-	-

### 5.4.2. Procedimiento de ensayo a carga parcial controlando la potencia

En las máquinas de absorción refrigeradas por agua, el control de potencia se puede realizar actuando sobre la temperatura o el caudal del generador, o sobre la temperatura o caudal del condensador/absorbedor. En este procedimiento se describen los pasos a seguir para controlar la potencia actuando sobre:

- La temperatura del condensador/absorbedor;
- La temperatura del generador;
- El caudal del generador.

Lo mismo que para el sistema de control ON/OFF, el procedimiento propuesto en esta tesis es un procedimiento genérico que permite realizar ensayos a cargas parciales ajustando la potencia frigorífica de la máquina a la demanda, siguiendo los criterios de cualquiera de las normas: ANSI/ARI, EUROVENT o EN14825.



Para desarrollar el procedimiento se fija como señal de referencia de la  $VCT_2$  la temperatura del agua a la salida del evaporador ( $T_{22}$ ). Con este alineamiento (Figura 5.1), la  $VCT_2$  fija la temperatura del agua fría a los valores requeridos en los ensayos controlando el caudal de agua que recircula por el intercambiador  $I_4$ . El sistema de control de la válvula aumenta o disminuye la recirculación a través del intercambiador  $I_4$  hasta conseguir que la potencia que aporta dicho intercambiador al circuito del evaporador, sea igual a la potencia frigorífica de la máquina.

Para realizar los ensayos a carga parcial, se parte de condiciones estabilizadas de la máquina trabajando a carga nominal, y se reduce la potencia hasta los valores requeridos en los ensayos, actuando sobre el parámetro con el que se quiere realizar el control de potencia de la máquina: temperatura del condensador/absorbedor; temperatura del generador o caudal del generador.

La secuencia de acciones a realizar antes de iniciar los ensayos es la siguiente:

- a. Definir la norma a seguir para realizar los ensayos.
- b. Aplicar el programa de simulación EES-1 para determinar si el ensayo es viable.
- c. Aplicar el programa de simulación EES-1.1 para determinar la frecuencia de trabajo de las bombas de circulación P1, P2, P3 y P4 y el caudal de aire del aerorefrigerante.
- d. Conectar la máquina al banco de ensayos.
- e. Alinear el banco para ensayos de enfriadoras a carga parcial con control de potencia.
- f. Cumplimentar la Tabla 5.19 con los valores de caudal y temperatura requeridos en los ensayos.

#### 5.4.2.1. Procedimiento para ensayos a carga nominal ( $f_{cp}=100\%$ )

El objetivo de estos ensayos es determinar las prestaciones de la enfriadora trabajando en condiciones nominales de caudal y temperatura, para tomarlos como referencia en los ensayos a cargas parciales. Para realizar este ensayo se aplica el procedimiento descrito en el apartado 5.4.1.1, dado que operando la máquina a carga nominal ( $f_{cp}=100\%$ ), y condiciones estabilizadas, no hay diferencia entre el sistema de control ON/OFF y el sistema de control de potencia.

#### 5.4.2.2. Procedimiento de ensayos a carga parcial controlando la potencia (fcp=75, 50 y 25%)

El objetivo de este procedimiento, es definir los pasos a seguir para determinar las prestaciones de las máquinas y la degradación del  $EER_{ter}$  y  $EEE_{ele}$  en función del factor de carga parcial (fcp) y del modo de control, controlando la potencia de la máquina con: temperatura del condensador/absorbedor, temperatura del generador o caudal del generador. En el Anexo AIII.6, se desarrolla el procedimiento de ensayos tomando como referencia la Figura 5.1.

Para cada uno de los ensayos a 75%, 50 % y 25% se debe cumplimentar una tabla similar a la Tabla 5.20 con los parámetros registrados en el SCADA y a la Tabla 5.21 con los parámetros que definen las prestaciones de la máquina.

#### 5.4.2.3. Determinación de la degradación del $EER_{te}$ y $EEE_{ele}$ en función fcp

Una vez realizados los ensayos al 100%,75%,50% y 25% y cumplimentadas las tablas correspondientes a cada una de las cargas parciales, se debe completar una tabla similar a la 5.22 y hacer un gráfico que correlacione los valores de  $EER_t$  y  $EER_{elec}$  con el factor de carga parcial fcp.

#### 5.4.3. Validación del procedimiento de ensayos con sistema de control ON/OFF

Los objetivos de esta validación son: determinar si el procedimiento desarrollado en el Anexos AIII.5 es adecuado para poner en servicio la máquina, determinar sus prestaciones trabajando a carga parcial y obtener la degradación de los valores del  $EER_{ter}$  y  $EER_{ele}$  en función del fcp. Para validar el procedimiento se conectó el prototipo en la estación de prueba (EP-3) y se tomaron como parámetros nominales de funcionamiento los indicados en la Tabla 5.23.

Tabla 5.23 Parámetros tomados como nominales del prototipo utilizado para validar los procedimientos de ensayos a carga parcial.

Parámetros	Valores
Caudal nominal del generador $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	3
Caudal nominal del evaporador $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	3
Caudal nominal del condensador/absorbedor $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	6
Pérdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,41
Pérdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,65
Pérdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,25
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kW)	11
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	20,8
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	31,8
Temperatura generador (°C)	90
Temperatura evaporador (°C)	7
Temperatura condensador/absorbedor (°C)	30

#### 5.4.3.1. Ensayos con control ON/OFF, con $P_2$ y $P_4$ en funcionamiento

Los ensayos se han realizado siguiendo el procedimiento desarrollado en el Anexo AIII.5, fijando como caudales y temperaturas de operación los indicados en la Tabla 5.24.

Tabla 5.24 Caudales y temperatura de los circuitos del banco en los ensayos de la enfriadora de absorción con control ON/OFF.

Ensayo	Factor de carga parcial (fcp)	Circuito del Generador		Circuito del Evaporador		Circuito del Condensador/Absorbedor	
		Caudal $F_6$ (m <sup>3</sup> /h)	T <sub>entrada</sub> (°C)	Caudal $F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	T <sub>salida</sub> (°C)	Caudal $F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	T <sub>entrada</sub> (°C)
A	100%	3	90	3	5÷9	6	30
B	75%	3	90	3	5÷9	6	30
C	50%	3	90	3	5÷9	6	30
D	25%	3	90	3	5÷9	6	30

Tabla 5.25 Valores registrados en el SCADA (ensayos con sistema de control =ON/OFF, bombas en marcha)

	fcp=100			fcp=75			fcp=50			fcp=25		
	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	90	90,1	$<\pm 0,07$	90	90,1	$<\pm 0,5$	90	90,1	$<\pm 0,5$	90	90,1	$<\pm 0,5$
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	N/A	84,5	$<\pm 0,06$	N/A	85,6	$<\pm N/A$	N/A	86,8	$<\pm N/A$	N/A	88,2	$<\pm N/A$
Caudal generador $F_6$ (m³/h)	3,18	3,18	$<\pm 0,01$	3	2,9	$<\pm 0,02$	3	2,9	$<\pm 0,02$	3	2,94	$<\pm 0,01$
$\Delta P$ circuito generador $T_{p_1} - T_p$ (bar)	N/A	0,35	$<\pm 0,01$	N/A	0,35	$<\pm N/A$	N/A	0,3	$<\pm N/A$	N/A	0,35	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30	30	$<\pm 0,05$	30	29,8	$<\pm 0,62$	30	29,7	$<\pm 0,66$	30	29,6	$<\pm 0,73$
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	N/A	34,3	$<\pm 0,07$	N/A	33,0	$<\pm N/A$	N/A	32	$<\pm N/A$	N/A	30,8	$<\pm N/A$
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6,3	6,2	$<\pm 0,01$	6,3	6,2	$<\pm 0,04$	6,3	6,2	$<\pm 0,08$	6,3	6,3	$<\pm 0,08$
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor $T_{p_1} - T_{p_2}$ (bar)	N/A	0,3	$<\pm 0,01$	N/A	0,3	$<\pm N/A$	N/A	0,3	$<\pm N/A$	N/A	0,31	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada evaporador $T_{22}$	7	7,3	$<\pm 0,08$	N/A	7,2	$<\pm N/A$	N/A	7,4	$<\pm N/A$	N/A	7,7	$<\pm N/A$
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	N/A	10,5	$<\pm 0,03$	N/A	9,3	$<\pm N/A$	N/A	8,9	$<\pm N/A$	N/A	8,5	$<\pm N/A$
Caudal evaporador $F_5$ (m³/h)	3	2,9	$<\pm 0,01$	3	3	$<\pm 0,01$	3	3	$<\pm 0,01$	3	3,0	$<\pm 0,01$
$\Delta P$ circuito evaporador $T_{p_2} - T_{p_1}$ (bar)	N/A	0,6	$<\pm 0,01$	N/A	0,6	$<\pm N/A$	N/A	0,64	$<\pm 0,01$	N/A	0,6	$<\pm 0,01$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,4	$<\pm 0,03$	N/A	0,5	$<\pm N/A$	N/A	0,22	$<\pm N/A$	N/A	0,1	$<\pm N/A$

Tabla 5.26 Prestaciones de la máquina trabajando a carga parcial (ensayos con sistema de control =ON/OFF, bombas P2 y P4 en marcha).

Parámetros	Valores (Fcp=75 %)	Valores (Fcp=50 %)	Valores (Fcp=25 %)
Temperatura entrada del generador $T_{23}$ (°C)	90,14	90,14	90,15
Temperatura salida del evaporador $T_{22}$ (°C)	7,21	7,45	7,77
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	29,89	29,7	29,62
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	2,95	2,95	2,94
Caudal del evaporador $F_5$ (m³/h)	3	3	3,02
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6,25	6,29	6,33
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,35	0,35	0,35
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,64	0,64	0,64
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,3	0,31	0,31
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kWh)	11,58	4,46	2,6
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	25,7	11,59	7,7
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kWh)	35,7	15,26	9,3
Consumo bomba solución + control CEE (kWh)	0,52	0,22	0,14
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kWh)	0,21	0,19	0,13
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kW)	0,32	0,19	0,2
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kWh)	0,32	0,19	0,21
$EER_t$	0,45	0,4	0,34
$EER_{ele}$	22,32	20,64	19
$EER_t$ (EN 14511)	0,45	0,38	0,31
$EER_{elec}$ (EN 14511)	8,24	6,29	3,80

En las Tablas 5.25 y 5.26 se muestran los valores registrados con el SCADA en los ensayos realizados al 100%, 75%, 50% y 25% de la carga nominal, los parámetros de funcionamiento de los circuitos de la máquina, los valores de consumo eléctrico de la enfriadora (bomba de solución y sistema de control interno), el COP térmico (ERRter) y el COP eléctrico (ERRele) de cada uno de los ensayos realizados. Como puede observarse la estabilidad de las temperaturas y caudales de los circuitos están dentro de las normas.

En las Figuras 5.6 y 5.7 se ha representado gráficamente la evolución de los valores del COP térmico y COP eléctrico en función del factor de carga parcial, respectivamente. Tal como se mencionó anteriormente, se han obtenido los valores de COP según dos normas diferentes. Los valores del COP térmico prácticamente son los mismos para ambas normas, mientras que en el caso del COP eléctrico las diferencias son importantes como se puede apreciar en la Figura 5.7. En lo que respecta al COP térmico, los valores muestran que el COP térmico disminuye al hacerlo la carga pasando de 0.53 (100%) a 0.33 (25%), mientras que con la norma EN14511 pasa de 0.52 a 0.31. El COP eléctrico pasa de 27.11 (100%) a 7.50 (25%), mientras que aplicando la norma EN14511 pasa de 11.51 (100%) a 2.89 (25%).

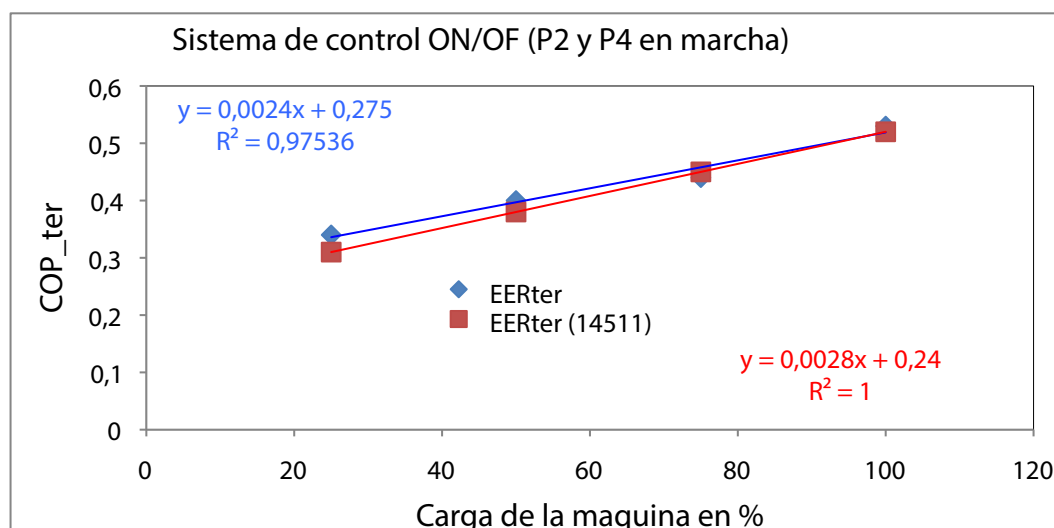


Figura 5.6 COP<sub>ter</sub> en función de fcp (control ON/OFF, P<sub>2</sub> y P<sub>4</sub> en marcha cuando arranca/para el prototipo).

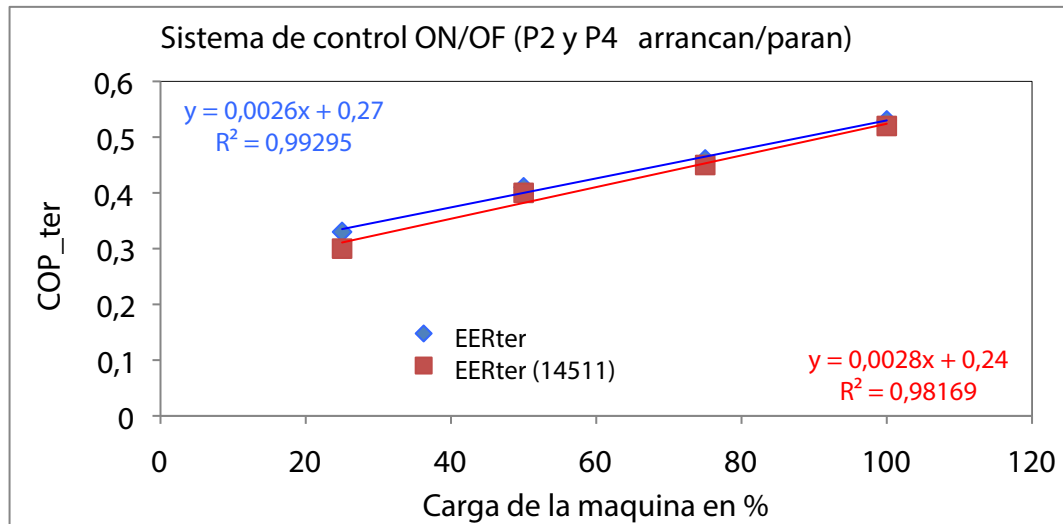


Figura 5.7  $COP_{ele}$  en función de fcp (control ON/OFF,  $P_2$  y  $P_4$  en marcha cuando arranca/para el prototipo).

#### 5.4.3.2. Ensayos con control ON/OFF, arrancando/parando las bombas $P_2$ y $P_4$

Estos ensayos se diferencian de los realizados en el apartado anterior en que las bombas de los circuitos del generador ( $P_4$ ) y del condensador/absorbedor ( $P_2$ ) arrancan y paran con el equipo que se está ensayando.

Para realizar estos ensayos se conectó la orden de arranque/paro de la enfriadora al SCADA, y se ha seguido el mismo procedimiento descrito en el Anexo AIII.5, fijando como caudales y temperaturas de operación de los circuitos los indicados en la Tabla 5.23.

Tabla 5.27 Valores registrados en el SCAD (ensayos con sistema de control ON/OFF, bombas  $P_2$  y  $P_4$  Paradas cuando para la enfriadora).

	fcp=75			fcp=50			fcp=25		
	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	90	89,97	<±N/A	90	89,48	<±N/A	90	87,8	<± N/A
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	N/A	85,26	<±N/A	N/A	85,57	<±N/A	N/A	84,8	<± N/A
Caudal generador $F_6$ (m³/h)	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<± N/A
$\Delta P$ circuito generador $T_{p_5} - T_p$ (bar)	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<± N/A
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30	29,99	<±1,6	30	29,83	<±1,62	30	29,6	<±1,2
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	N/A	33,36	<±N/A	N/A	32,71	<±N/A	N/A	31,9	<± N/A
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<± N/A
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor $T_{p_1} - T_{p_2}$ (bar)	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<±N/A	N/A	N/A	<± N/A
Temperatura entrada/evaporador $T_{22}$	N/A	7,17	<±N/A	N/A	7,38	<±N/A	N/A	7,6	<± N/A
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	N/A	9,37	<±N/A	N/A	8,9	<±N/A	N/A	8,4	<± N/A
Caudal evaporador $F_5$ (m³/h)	3	2,99	<±0,01	3	3	<±0,01	3	3	<±0,01
$\Delta P$ circuito evaporador $T_{p_3} - T_{p_4}$ (bar)	N/A	0,65	<±0,02	N/A	0,65	<±0,01	N/A	0,65	<±0,01
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,36	<±N/A	N/A	0,22	<±N/A	N/A	0,12	<± N/A

Tabla 5.28 Prestaciones de la maquina trabajando a carga parcial (ensayos con sistema de control ON/OFF, bombas  $P_2$  y  $P_4$  paradas cuando para la enfriadora).

Parámetros	fcp=75	fcp=50	fcp=25
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	89,97	89,48	87,8
Temperatura salida evaporador $T_{22}$ (°C)	7,17	7,38	7,6
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	29,99	29,83	29,6
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	N/A	N/A	N/A
Caudal del evaporador ( $F_5$ (m³/h)	2,99	3	3,02
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	N/A	N/A	N/A
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	N/A	N/A	N/A
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,65	0,65	0,65
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	N/A	N/A	N/A
Energía frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kWh)	8,98	4,79	2,45
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	19,33	11,55	7,4
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kWh)	26,76	14,72	7,8
Consumo bomba solución + control CEE (kWh)	0,36	0,22	0,12
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kWh)	0,11	0,06	0,03
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kWh)	0,25	0,19	0,2
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kWh)	0,1	0,12	0,03
$EER_t$	0,46	0,41	0,33
$EER_{ele}$	24,67	22,19	20
$EER_t$ (EN 14511)	0,45	0,4	0,3
$EER_{elec}$ (EN 14511)	10,64	7,84	5,39

Dado que cuando la enfriadora opera a plena carga las bombas  $P_2$  y  $P_4$  se mantienen todo el tiempo arrancadas, este ensayo es idéntico al realizado en el ensayo A del apartado anterior por lo que no es necesario repetir el ensayo.

En la Tabla 5.27 se muestran los valores registrados en el SCADA para los ensayos al 75%, 50% y 25% de la carga nominal. En la Tabla 5.28 se muestran las prestaciones de la enfriadora en las distintas cargas ensayadas así como los valores medidos correspondientes a los consumos eléctricos de la enfriadora y los que incluyen además los consumos imputables según la norma EN14511 a las bombas de los tres circuitos con los que intercambia calor la enfriadora. En las Figuras 5.8 y 5.9 se muestran la evolución de los valores del COP térmico y eléctrico con la carga.



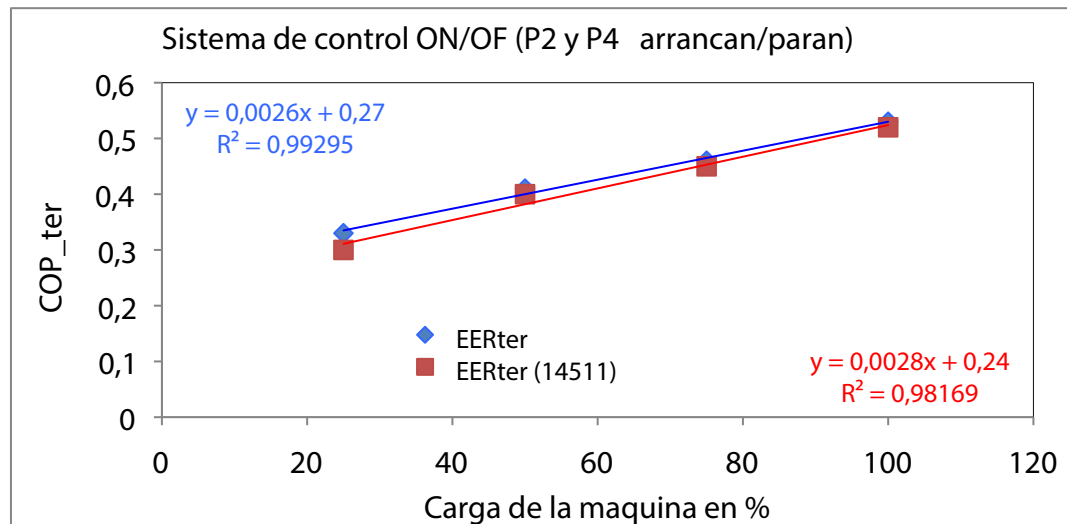


Figura 5.8 ERR<sub>ter</sub> en función de fcp (control ON/OFF, P<sub>2</sub> y P<sub>4</sub> arrancan/paran cuando arranca/para el prototipo).

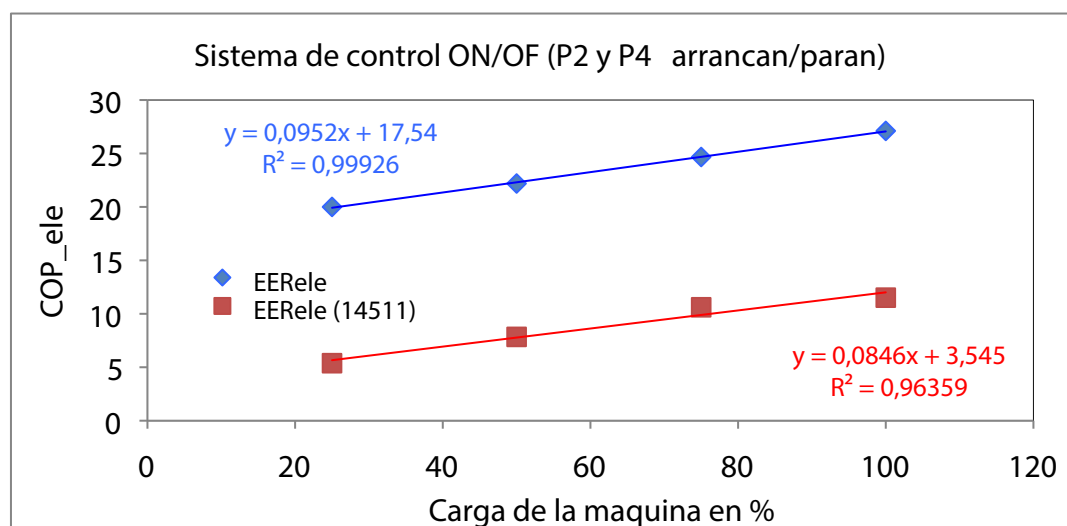


Figura 5.9 ERR<sub>ele</sub> en función de fcp (control ON/OFF, P<sub>2</sub> y P<sub>4</sub> arrancan/paran cuando arranca/para el prototipo).

Dado que los ensayos se han realizado siguiendo los pasos indicados en el AnexoAIII.5 y que los resultados han sido satisfactorios, se considera que dicho procedimiento es adecuado para realizar ensayos a carga parcial con sistema de control ON/OFF, tanto para ensayos que requieren arrancar/parar las bombas de los circuitos del generador y del condensador/absorbedor cuando arranca/para la máquina a ensayar, como para ensayos que requieren mantener en marcha dichas bombas cuando arranca/para la máquina a ensayar.

#### 5.4.4. Consideraciones a tener en cuenta con el sistema de control ON/OFF

Comparando la degradación del  $ERR_{ter}$  (tablas 5.26 y 5.28) se puede apreciar que la diferencia entre tener las bombas de circulación en marcha y paradas cuando el equipo está en OFF no es significativa. En cambio, comparando la degradación del  $ERR_{ele}$ , se aprecia que con las bombas  $P_2$  y  $P_4$  en funcionamiento cuando para la máquina, el  $ERR_{ele}$  pasa de 11.51 a 3.8 cuando se reduce la carga al 25%, mientras que parando las bombas cuando para la máquina, el  $ERR_{ele}$  pasa de 11.51 a 5.38 cuando la máquina pasa de carga nominal a  $f_{cp}=25\%$ . Hay que tener en cuenta que desde el punto de vista económico es más significativa la degradación del  $ERR_{ele}$  que la degradación del  $ERR_{ter}$  dado que los equipos de refrigeración por absorción utilizan habitualmente energía térmica de bajo o nulo valor económico.

Dado que en instalaciones reales, las bombas del condensador/absorbedor y del generador, aparte de vencer la pérdida de carga de los intercambiadores de la máquina, tienen que vencer las pérdidas de carga de los circuitos, el beneficio que supone parar las bombas va a depender de la pérdida de carga en los intercambiadores de la máquina y de la distancia que hay de la máquina al punto de generación de calor (planta solar térmica o equipo de cogeneración) y al sumidero de calor (torre de refrigeración o aero-refrigerante). Por consiguiente, el beneficio en un caso real con la estrategia parando las bombas, será siempre superior a lo calculado en los ensayos realizados.

En el caso del circuito del condensador/absorbedor, aparte de parar la bomba de circulación de agua, también se puede parar el ventilador de la torre o del aerorefrigerante, con lo que se reduciría el consumo de energía eléctrica y por consiguiente, aumentaría el  $ERR_{ele}$ .

Desde el punto de vista de operación de la máquina, no hay diferencia significativa entre parar o no las bombas cuando para la máquina tal como se muestra en las Figuras 5.10 y 5.11. Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se llega a la conclusión que es más favorable parar la bomba del condensador/absorbedor y del generador cuando para la máquina, que mantenerlas en funcionamiento.

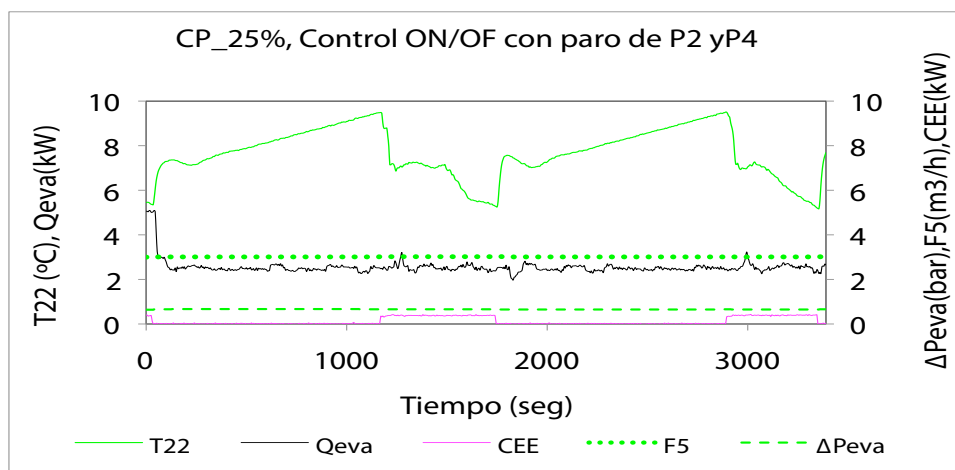


Figura 5.10 Funcionamiento del prototipo con sistema de control ON/OFF, manteniendo  $P_2$  y  $P_4$  en marcha cuando para el prototipo.

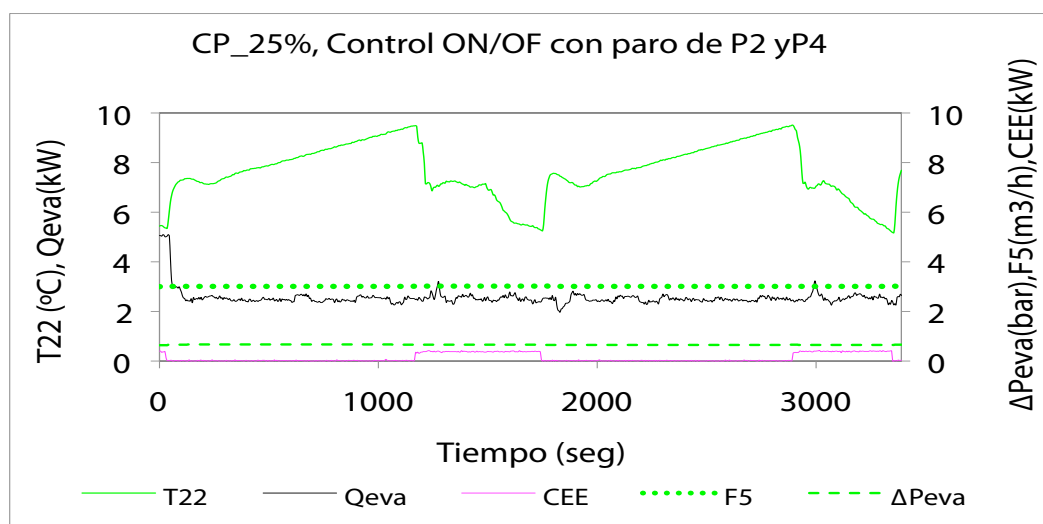


Figura 5.11 Funcionamiento del prototipo con sistema de control ON/OFF, parando  $P_2$  y  $P_4$  en cuando para el prototipo.

### 5.4.5. Validación del procedimiento con control de potencia

En este modo de control se ajusta la potencia de la máquina a la demanda, y por consiguiente, la máquina no está parando y arrancando como en el caso del sistema de control ON/OFF. Dado que el objetivo de los ensayos es determinar las prestaciones de la máquina trabajando de forma estabilizada a distintas cargas, la inercia térmica del circuito del evaporador juega un papel secundario, por lo que para realizar los ensayos se desmontó el depósito de inercia con el que se hicieron los ensayos con sistema de control ON/OFF.

Para realizar los ensayos se ha tomado como referencia el esquema simplificado de la Fi-

gura 5.1, y se ha seguido el procedimiento desarrollado en el Anexo AIII.6, fijando como caudales y temperaturas de operación los indicados en la Tabla 5.24.

Para realizar los ensayos a carga parcial, se ha partido de la enfriadora operando a plena carga, para lo cual se ha seguido el procedimiento descrito en el Anexo AIII.1.

#### 5.4.5.1. Control de la potencia con la temperatura del circuito del condensador/absorbedor

El objetivo de estos ensayos es validar el procedimiento que se ha desarrollado en el Anexo AIII.6, para determinar las prestaciones de la máquina y la degradación del ERRter y ERRele, controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor.

En la Tabla 5.29 se muestran los valores registrados con el SCADA para los ensayos realizados al 75%, 50% y 25% de la carga nominal. En la Tabla 5.30 se indican las prestaciones correspondientes a la enfriadora operando a carga parcial, incluyendo los consumos eléctricos de la enfriadora y el COP térmico y eléctrico correspondientes para los ensayos realizados.

En las Figuras 5.12 y 5.13 se puede observar la evolución de los valores del COP térmico y eléctrico con la carga.

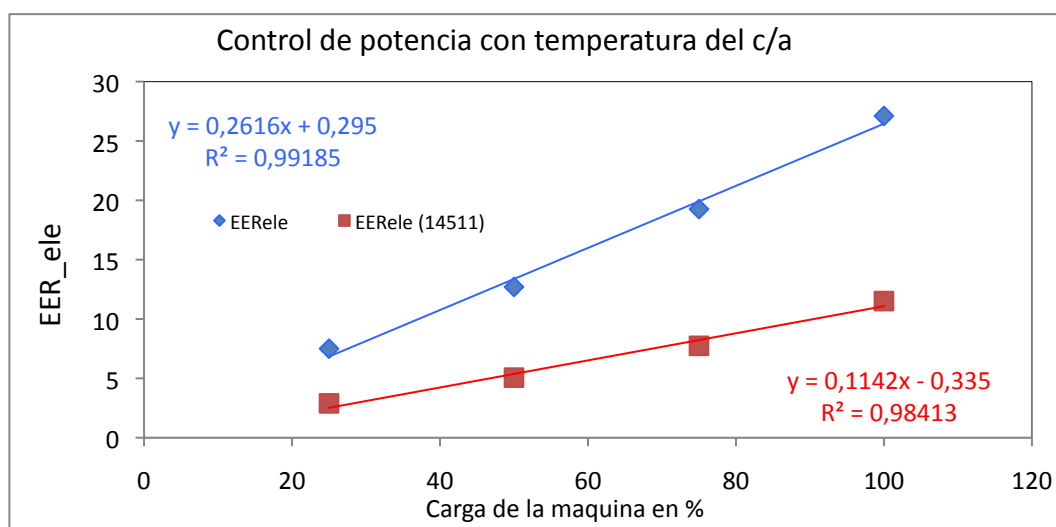


Figura 5.12 ERR<sub>ter</sub> en función de fcp (control de potencia con temperatura del condensador/absorbedor).

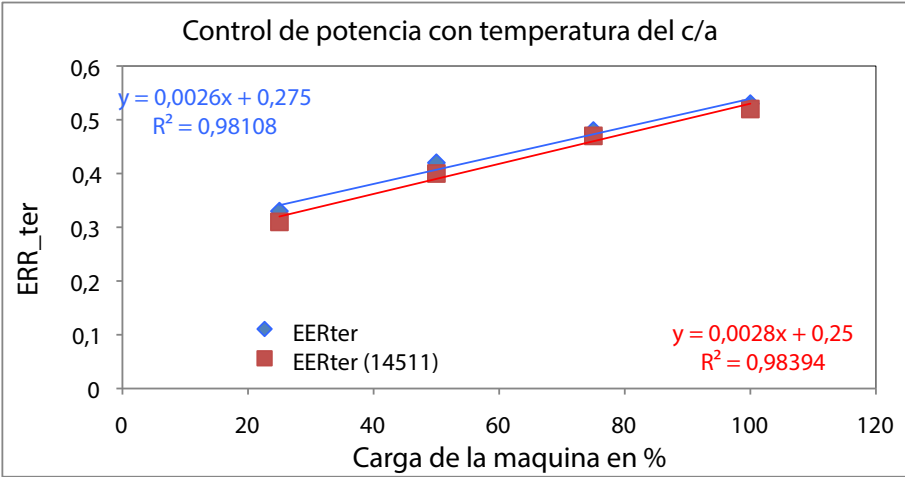


Figura 5.13 ERR<sub>ele</sub> en funcion de fcp (control de potencia con temperatura del condensador/absorbedor).

Tabla 5.29 Valores registrados en el SCAD en los ensayos realizados a carga parcial controlanado la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor.

	fcp=75			fcp=50			fcp=25		
	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador T <sub>23</sub> (°C)	90	90,07	<±0,1	90	90,07	<±0,13	90	90,06	<±0,16
Temperatura salida generador T <sub>24</sub> (°C)	N/A	85,86	<±0,1	N/A	86,87	<±0,15	N/A	87,66	<±0,15
Caudal generador F <sub>6</sub> (m³/h)	3,18	3,18	<±0,02	3,18	3,17	<±0,03	3,18	3,17	<±0,03
ΔP circuito generador Tp <sub>5</sub> – Tp (bar)	N/A	0,42	<±0,01	N/A	0,42	<±0,01	N/A	0,42	<±0,01
Temperatura entrada condensador/absorbedor T <sub>19</sub> (°C)	N/A	32,6	<±0,2	N/A	34,87	<±0,16	N/A	36,18	<±0,08
Temperatura salida condensador/absorbedor T <sub>20</sub> (°C)	N/A	35,82	<±0,11	N/A	37,2	<±0,09	N/A	37,79	<±0,08
Caudal condensador/absorbedor F <sub>4</sub> (m³/h)	6	6,01	<±0,08	6	6	<±0,08	6	6	<±0,08
ΔP circuito condensador/absorbedor Tp <sub>1</sub> -Tp <sub>2</sub> (bar)	N/A	0,24	<±0,01	N/A	0,23	<±0,01	N/A	0,23	<±0,01
Temperatura entrada/evaporador T <sub>22</sub>	7	6,99	<±0,22	7	7,01	<±0,14	7	6,98	<±0,27
Temperatura salida evaporador T <sub>21</sub>	N/A	9,12	<±0,26	N/A	8,41	<±0,15	N/A	7,81	<±0,24
Caudal evaporador F <sub>5</sub> (m³/h)	3	3,02	<±0,02	3	3,04	<±0,01	3	3,05	<±0,01
ΔP circuito evaporador Tp <sub>3</sub> -Tp <sub>4</sub> (bar)	N/A	0,65	<±0,02	N/A	0,67	<±0,01	N/A	0,67	<±0,01
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,39	<±0,02	N/A	0,39	<±0,04	N/A	0,39	<±0,03

Tabla 5.30 Prestaciones de la maquina trabajando a carga parcial controlando la potencia con la temperatura del condensador /absorbedor.

Parámetros	fcp=75	fcp=50	fcp=25
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	90,1	90,1	90,1
Temperatura salida evaporador $T_{22}$ (°C)	7,0	7,0	7,0
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	32,6	34,87	36,18
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	3,18	3,04	3,17
Caudal del evaporador ( $F_5$ (m³/h)	3,02	3,17	3,05
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6,01	6	6
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,42	0,42	0,42
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,65	0,67	0,67
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,24	0,23	0,23
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kW)	7,46	4,96	2,92
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	15,51	11,79	8,82
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	22,45	16,24	11,26
Consumo bomba solución + control CEE (kW)	0,39	0,39	0,39
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kW)	0,16	0,16	0,16
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kW)	0,21	0,22	0,22
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kW)	0,17	0,17	0,17
$EER_t$	0,48	0,42	0,33
$EER_{ele}$	19,26	12,7	7,5
$EER_t$ (EN 14511)	0,47	0,42	0,31
$EER_{elec}$ (EN 14511)	7,74	5,06	2,89

#### 5.4.5.2. Control de la potencia con la temperatura del circuito del generador

El objetivo de estos ensayos es validar el procedimiento que se ha desarrollado para determinar las prestaciones de la enfriadora y la degradación del COP térmico y eléctrico controlando la potencia con la temperatura del generador. En la Tabla 5.31 se muestran los valores registrados con el SCADA en los ensayos realizados a 75%, 50% y 25% de la carga nominal, mientras que en la Tabla 5.32 se muestran las prestaciones de la enfriadora para distintas cargas.

En las Figuras 5.14 y 5.15 se muestra la evolución de los valores obtenidos del COP térmico y eléctrico en función de la carga.

Tabla 5.31 Valores registrados en el SCADA en los ensayos realizados a carga parcial controlando la potencia con la temperatura del generador.

	fcp=75			fcp=50			fcp=25		
	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	N/A	82,41	$<\pm 0,14$	N/A	80,22	$<\pm 0,35$	N/A	77,44	$<\pm 0,3$
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	N/A	78,08	$<\pm 0,24$	N/A	76,52	$<\pm 0,29$	N/A	74,67	$<\pm 0,24$
Caudal generador $F_6$ (m³/h)	3	3	$<\pm 0,06$	3	3,17	$<\pm 0,08$	3	3	$<\pm 0,07$
$\Delta P$ circuito generador $T_{p_5} - T_p$ (bar)	N/A	0,41	$<\pm 0,01$	N/A	0,41	$<\pm 0,01$	N/A	0,4	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30	30,13	$<\pm 0,05$	30	30,14	$<\pm 0,06$	30	30,13	$<\pm 0,07$
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	N/A	33,33	$<\pm 0,14$	N/A	32,74	$<\pm 0,09$	N/A	31,81	$<\pm 0,09$
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6	5,99	$<\pm 0,08$	6	6	$<\pm 0,08$	6	6	$<\pm 0,12$
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor $T_{p_1} - T_{p_2}$ (bar)	N/A	0,25	$<\pm 0,01$	N/A	0,25	$<\pm 0,01$	N/A	0,25	$<\pm 0,02$
Temperatura entrada/evaporador $T_{22}$	7	6,96	$<\pm 0,20$	7	6,99	$<\pm 0,01$	7	6,98	$<\pm 0,18$
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	N/A	9,02	$<\pm 0,22$	N/A	8,46	$<\pm 0,01$	N/A	7,63	$<\pm 0,18$
Caudal evaporador $F_5$ (m³/h)	3	3	$<\pm 0,03$	3	3,02	$<\pm 0,01$	3	3	$<\pm 0,01$
$\Delta P$ circuito evaporador $T_{p_3} - T_{p_4}$ (bar)	N/A	0,65	$<\pm 0,01$	N/A	0,67	$<\pm 0,01$	N/A	0,66	$<\pm 0,01$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,37	$<\pm 0,04$	N/A	0,39	$<\pm 0,04$	N/A	0,36	$<\pm 0,02$

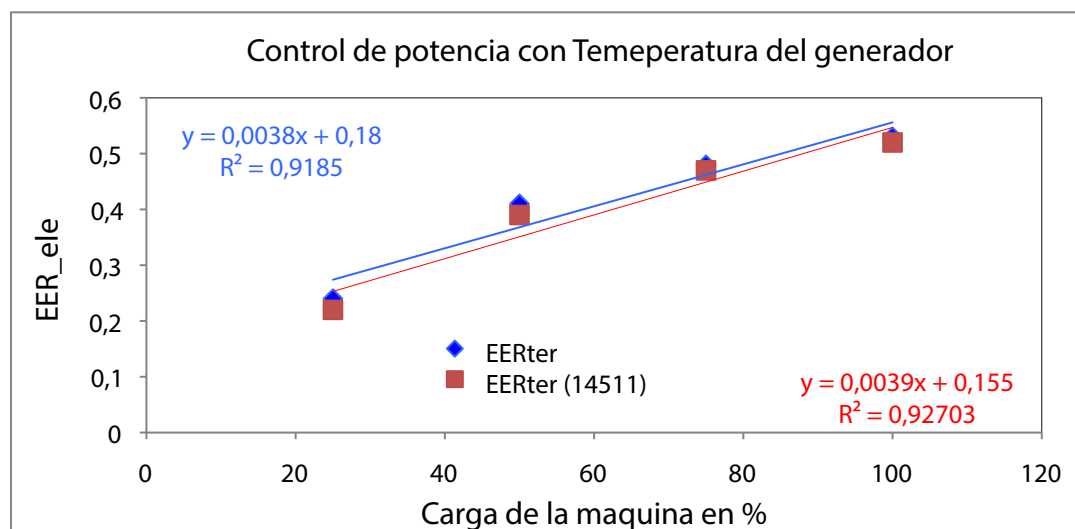


Figura 5.14  $EER_{ter}$  en funcion de fcp (control de potencia con la temperatura del generador).

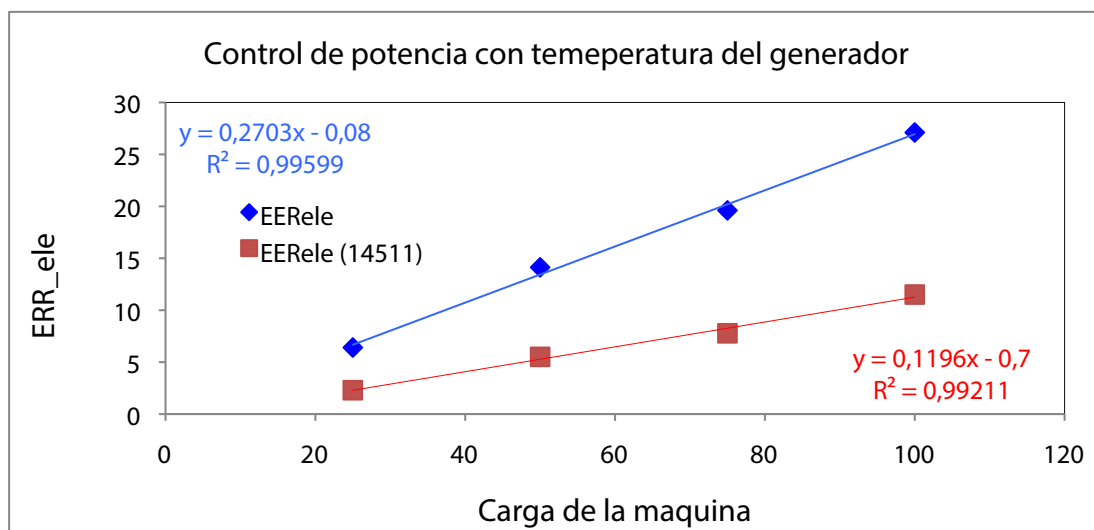


Figura 5.15  $ERR_{ele}$  en función de  $f_{cp}$  (control de potencia con la temperatura del generador).

Tabla 5.32 Prestaciones de la máquina trabajando a carga parcial controlando la potencia con la temperatura del generador.

Parámetros	fcp=75	fcp=50	fcp=25
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	82,41	80,22	77,44
Temperatura salida evaporador $T_{22}$ (°C)	6,96	6,99	6,98
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30,13	30,14	30,13
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	3	3	3
Caudal del evaporador ( $F_5$ (m³/h)	3	3,02	3
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	5,99	6	6
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,41	0,41	0,40
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,65	0,66	0,60
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,25	0,25	0,25
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kW)	7,29	5,26	2,28
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	15,08	12,89	9,48
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	22,25	18,1	11,17
Consumo bomba solución + control CEE (kW)	0,37	0,37	0,36
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kW)	0,15	0,15	0,15
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kW)	0,21	0,21	0,22
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kW)	0,17	0,18	0,18
$EER_t$	0,48	0,41	0,24
$EER_{ele}$	19,61	14,13	6,41
$EER_t$ (EN 14511)	0,47	0,39	0,22
$EER_{elec}$ (EN 14511)	7,78	5,51	2,30



### 5.4.5.3. Control de la potencia con el caudal del generador

El objetivo de estos ensayos es validar el procedimiento que se ha desarrollado para determinar las prestaciones de la enfriadora y la degradación del COP térmico y eléctrico controlando la potencia frigorífica con el caudal del generador.

En la Tabla 5.33 se muestran los valores registrados con el SCADA en los ensayos realizados a 75%, 50% y 25% de la carga nominal, y en la Tabla 5.34 las prestaciones de la enfriadora correspondientes a estos ensayos. En las Figuras 5.16 y 5.17 se pueden observar la evolución de los COP térmicos y eléctricos de la enfriadora en función de la carga.

Tabla 5.33 Valores registrados en el SCADA en los ensayos realizados a carga parcial controlando la potencia con el caudal del generador.

	fcp=75			fcp=50			fcp=25		
	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad	Valor consigna	Valor medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	90	90,09	$<\pm 0,2$	90	90,41	$<\pm 0,22$	90	89,68	$<\pm 0,26$
Temperatura salida generador $T_{24}$ (°C)	N/A	70,58	$<\pm 0,15$	N/A	76,5	$<\pm 0,21$	N/A	68,08	$<\pm 0,3$
Caudal generador $F_6$ (m³/h)	N/A	0,7	$<\pm 0,01$	N/A	0,55	$<\pm 0,01$	N/A	0,4	$<\pm 0,07$
$\Delta P$ circuito generador $T_{p_5} - T_p$ (bar)	N/A	0,06	$<\pm 0,01$	N/A	0,06	$<\pm 0,01$	N/A	0,06	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30	30,09	$<\pm 0,06$	30	30,14	$<\pm 0,06$	30	30,13	$<\pm 0,07$
Temperatura salida condensador/absorbedor $T_{20}$ (°C)	N/A	33,65	$<\pm 0,15$	N/A	32,55	$<\pm 0,08$	N/A	31,88	$<\pm 0,08$
Caudal condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6	5,99	$<\pm 0,08$	6	6	$<\pm 0,08$	6	6	$<\pm 0,08$
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor $T_{p_1} - T_{p_2}$ (bar)	N/A	0,26	$<\pm 0,01$	N/A	0,26	$<\pm 0,01$	N/A	0,26	$<\pm 0,01$
Temperatura entrada/evaporador $T_{22}$	7	7,0	$<\pm 0,13$	7	7,01	$<\pm 0,015$	7	6,95	$<\pm 0,25$
Temperatura salida evaporador $T_{21}$	N/A	9,46	$<\pm 0,18$	N/A	8,32	$<\pm 0,015$	N/A	7,68	$<\pm 0,21$
Caudal evaporador $F_5$ (m³/h)	3	3,02	$<\pm 0,01$	3	3,02	$<\pm 0,01$	3	3,03	$<\pm 0,02$
$\Delta P$ circuito evaporador $T_{p_3} - T_{p_4}$ (bar)	N/A	0,63	$<\pm 0,01$	N/A	0,67	$<\pm 0,01$	N/A	0,67	$<\pm 0,01$
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	N/A	0,37	$<\pm 0,04$	N/A	0,37	$<\pm 0,03$	N/A	0,37	$<\pm 0,03$

Tabla 5.34 Prestaciones de la máquina trabajando a carga parcial controlando la potencia con el caudal del generador.

Parámetros	fcp=75	fcp=50	fcp=25
Temperatura entrada generador $T_{23}$ (°C)	90,1	90,4	89,7
Temperatura salida evaporador $T_{22}$ (°C)	7,0	7,0	7,0
Temperatura entrada del condensador/absorbedor $T_{19}$ (°C)	30,1	30,1	30,1
Caudal del generador $F_6$ (m³/h)	0,7	0,55	0,4
Caudal del evaporador ( $F_5$ (m³/h)	3,02	3,02	3,03
Caudal del condensador/absorbedor $F_4$ (m³/h)	6,0	6,0	6,00
Perdida de carga en el generador $\Delta P_{ge}$ (bar)	0,06	0,001	0,06
Perdida de carga en el evaporador $\Delta P_{eva}$ (bar)	0,63	0,67	0,67
Perdida de carga en el c/a $\Delta P_{c/a}$ (bar)	0,25	0,26	0,26
Potencia frigorífica evaporador $Q_{eva}$ (kW)	8,57	4,56	2,54
Potencia generador $Q_{ge}$ (kW)	15,83	12,45	10,01
Potencia del condensador/absorbedor $Q_{c/a}$ (kW)	24,75	47,86	12,20
Consumo bomba solución + control CEE (kW)	0,37	0,37	0,37
Consumo imputable a la bomba del generador $P_{ele,ge}$ (kW)	0,015	0,014	0,01
Consumo imputable a la bomba del evaporador $P_{ele,eva}$ (kW)	0,21	0,22	0,22
Consumo imputable a la bomba del c/a $P_{ele,ge}$ (kW)	0,18	0,18	0,18
$EER_t$	0,54	0,37	0,25
$EER_{ele}$	23,01	12,3	6,87
$EER_t$ (EN 14511)	0,53	0,35	0,23
$EER_{elec}$ (EN 14511)	10,84	5,55	2,98

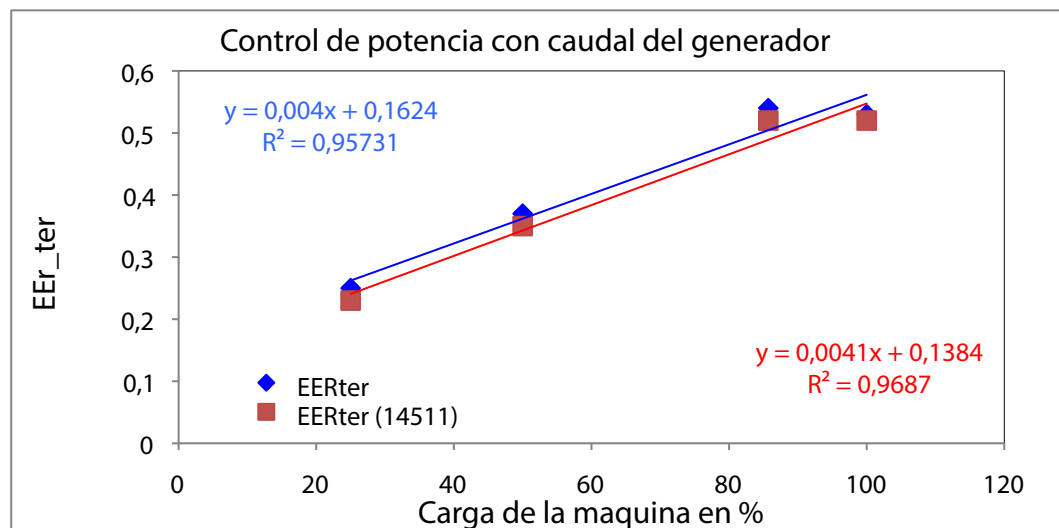


Figura 5.16 Evolución del  $COP_{ter}$  con la carga (control de potencia con temperatura del generador).

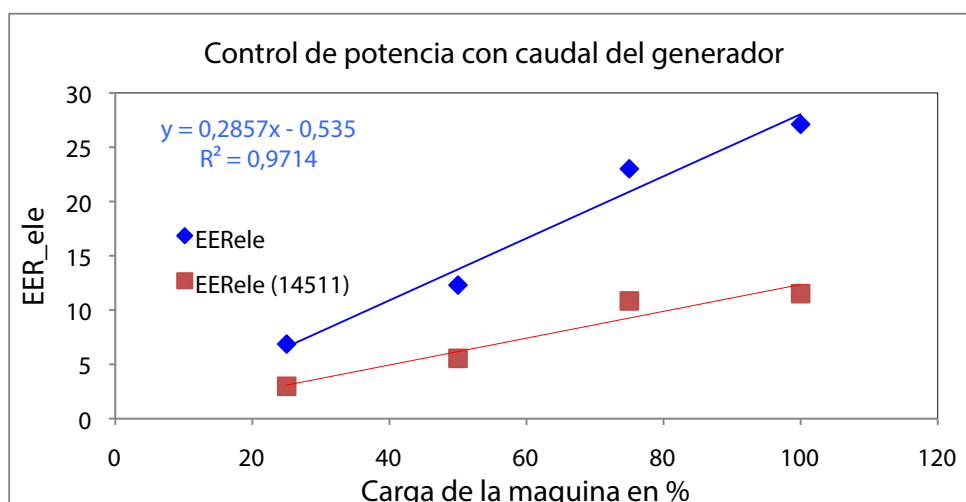


Figura 5.17 Evolución del  $COP_{ele}$  con la carga (control de potencia con temperatura del generador).

Dado que los ensayos se han realizado siguiendo los pasos indicados en el Anexo AIII.6 y que los resultados han sido satisfactorios, se considera que dicho procedimiento es adecuado para realizar ensayos a carga parcial controlando la potencia de la máquina a ensayar en cualquiera de los tres modos de control: con la temperatura del condensador/absorbedor, con la temperatura del generador o con el caudal del generador.

#### 5.4.5.4. Comentarios a los ensayos realizados a carga parcial controlando la potencia

Comparando la degradación del  $ERR_{ter}$  y  $ERR_{ele}$  (Tabla 5.35) se puede apreciar que controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor, la degradación  $ERR_{ter}$  y  $ERR_{ele}$  es ligeramente inferior que controlando la potencia con la temperatura o caudal del generador, pero la diferencia no es significativa. Por consiguiente, la opción de optar por un sistema u otro, depende más de la facilidad para controlar la potencia de la máquina, que del ahorro energético que se puede conseguir.

Desde el punto de vista de control del banco de ensayos, hay que remarcar que controlando la potencia con el caudal del generador para ensayos con el factor de carga parcial  $f_{cp} \leq 25\%$ , el caudal del generador entra en un rango de medida ( $0.4 \text{ m}^3/\text{h}$ ) que el caudalímetro pierde precisión. También es importante remarcar que para equipos conectados en la EP-3, situada a 18m de las válvulas VCT, para un caudal en el generador de  $0,4 \text{ m}^3/\text{h}$ , el agua mezclada en la  $VCT_3$  tarda casi 6 minutos en llegar a la estación de prueba, cosa que complica el control de temperatura del generador.

En las Figuras 5.19 a 5.21, se muestra cómo evolucionan los parámetros del evaporador en los tres modos distintos de control de potencia. Puede observarse en estas figuras que el control se realiza de forma satisfactoria con cualquiera de los tres sistemas.

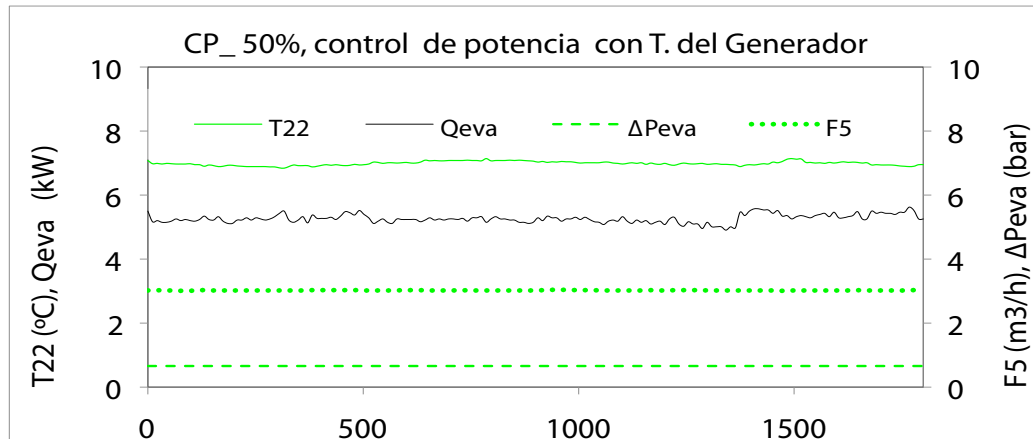


Figura 5.18 Funcionamiento del prototipo controlando la potencia con la T. del generador.

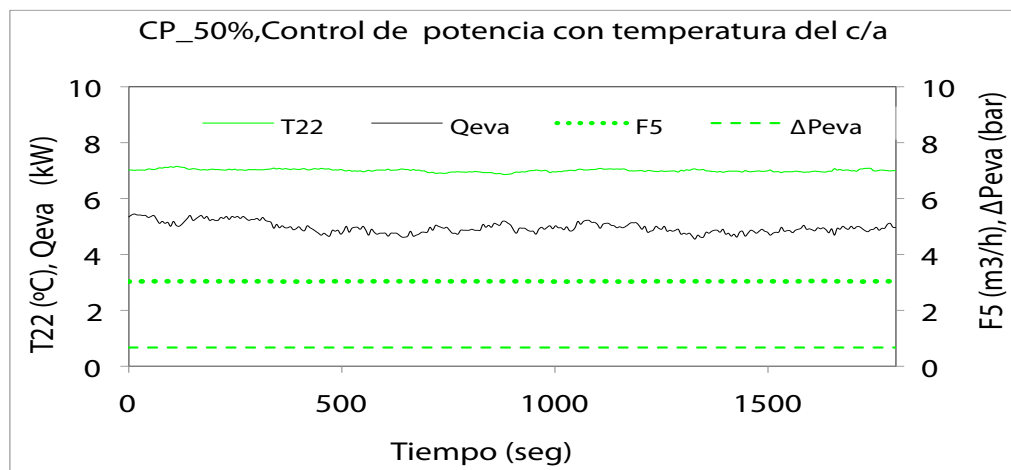


Figura 5.19 Funcionamiento del prototipo controlando la potencia con la Temp. del condensador/absorbedor.

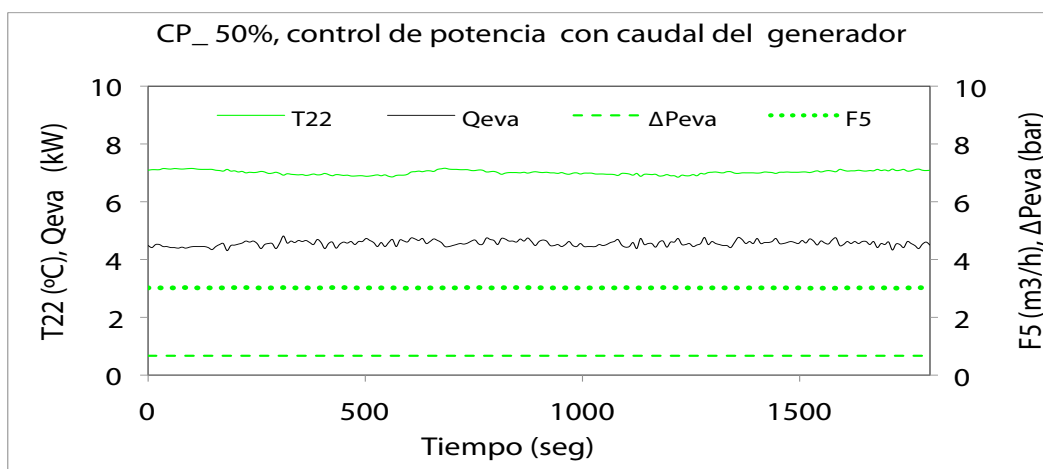


Figura 5.20 Funcionamiento del prototipo controlando la potencia con el caudal del generador.

Tabla 5.35 Degradación del  $EER_{ter}$  y  $ERR_{ele}$  con la carga según el modo de control.

Degradación del $ERR_{ter}$ y $ERR_{ele}$ en función de (fcp) y del modo de control					
	Factor de carga parcial (fcp)	100%	75%	50%	25%
$ERR_{ter}$	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ en marcha)	0,53	0,45	0,4	0,34
	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ paradas )	0,53	0,46	0,41	0,33
	Control de potencia con $T_{c/a}$	0,53	0,48	0,42	0,33
	Control de potencia con $T_{ge}$	0,53	0,48	0,41	0,24
	Control de potencia con $F_{ge}$	0,53	0,54	0,37	0,25
$ERR_{ele}$	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ en marcha)	27,11	22,32	20,64	19
	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ paradas )	27,11	24,67	22,19	20
	Control de potencia con $T_{c/a}$	27,11	19,26	12,7	7,5
	Control de potencia con $T_{ge}$	27,11	19,61	14,34	6,41
	Control de potencia con $F_{ge}$	27,11	23,01	12,3	6,87
$ERR_{ter}$ (EN14511)	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ en marcha)	0,52	0,45	0,38	0,31
	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ paradas )	0,52	0,45	0,4	0,3
	Control de potencia con $T_{c/a}$	0,52	0,47	0,4	0,31
	Control de potencia con $T_{ge}$	0,52	0,47	0,39	0,22
	Control de potencia con $F_{ge}$	0,52	0,53	0,35	0,23
$ERR_{ele}$ (EN14511)	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ en marcha)	11,51	8,24	6,29	3,8
	Control ON/OFF, ( $P_2$ y $P_4$ paradas )	11,51	10,61	7,84	5,38
	Control de potencia con $T_{c/a}$	11,51	7,74	5,06	2,89
	Control de potencia con $T_{ge}$	11,51	7,78	5,51	2,3
	Control de potencia con $F_{ge}$	11,51	10,84	5,55	2,98

Con los ensayos realizados a carga parcial se puede concluir que:

- El procedimiento descrito en el Anexo AIII.5 es adecuado para ensayar máquinas de absorción a carga parcial con sistema de control ON/OFF;
- El procedimiento descrito en el Anexo AIII.6 es adecuado para realizar ensayos controlando la potencia con la temperatura del condensador/absorbedor, la temperatura del generador y con el caudal del generador;
- Tanto en el sistema de control ON/OFF como controlando la potencia, el banco de ensayos permite controlar las temperaturas y los caudales dentro de los límites de estabilidad exigidos por las normas: EN12309-2, JIS B 8622:2009 y ANSI/ARI 560;
- El SCADA permite registrar en tiempo real y seleccionar en pantalla cualquiera de la señales de caudal y temperatura requeridas para determinar las prestaciones de la máquina;
- El SCADA permite volcar sobre Excel todos los valores registrados de caudal, temperatura y potencias calculadas;
- Con los valores exportados a Excel se pueden determinar de forma rápida y sencilla las prestaciones de la máquina: potencia, consumo de energía eléctrica,

$EER_{ter}$ ,  $EER_{ele}$  y consumo de energía eléctrica de las bombas de circulación imputable a la máquina a ensayar según la norma EN 14511.



# 6

---

## Conclusiones

El trabajo realizado en esta tesis cumple con los objetivos propuestos inicialmente, es decir, el desarrollo de un banco de ensayos multifuncional y de los procedimientos necesarios para caracterizar equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción de pequeña potencia.

Del estudio realizado se desprenden las siguientes conclusiones:

- a.** De la revisión realizada sobre los equipos de refrigeración y bombas de calor por absorción de pequeña potencia, comerciales y en desarrollo, se concluye que la mayoría de estos equipos son enfriadoras de agua, de llama directa o utilizando agua caliente para su activación con temperaturas inferiores a 120°C, y refrigeradas por agua de torre y en algunos pocos casos con aire exterior. En relación a la revisión de las normas aplicables a los ensayos de estos equipos se constata que hay varias normas si bien su aplicación no está generalizada.
- b.** En base al estudio realizado sobre las equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia comercializados, se han determinado los límites de caudal y temperatura de las corrientes de agua de los tres circuitos: activación, disipación y frío, o de aire en el caso de los equipos refrigerados por aire, del banco de ensayos. En función de las normas de aplicación a las enfriadoras de absorción se



ha establecido la precisión mínima requerida en los instrumentos de medida así como la estabilidad mínima requerida en el control del caudal y temperatura de las corrientes mencionadas.

**c.** El banco de ensayos multifuncional diseñado y construido en esta tesis, cumple con las especificaciones definidas en el Capítulo 2. En los ensayos realizados para la puesta a punto del banco, se ha comprobado que la incertidumbre de la instrumentación utilizada está dentro de las normas aplicables a los ensayos de las enfriadoras de absorción y, por tanto, es viable ensayar estos equipos tanto si la disipación es por agua o por aire dentro de los límites exigidos por estas normas.

**d.** Se ha podido comprobar que el banco diseñado permite realizar adecuadamente ensayos de enfriadoras de absorción tanto a plena carga como a carga parcial. Se realizaron ensayos para determinar las prestaciones del banco a carga parcial ajustando la capacidad de la enfriadora a la demanda utilizando estrategias de control basadas en el control de temperatura del agua de condensación / absorbedor, del caudal o de la temperatura del agua del generador, así como de arranque/paro del equipo para adaptar la producción a la demanda. Los resultados obtenidos permiten concluir que los límites de estabilidad de los caudales y temperaturas de las tres corrientes que se pueden conseguir con el sistema de control tanto para ensayos a carga parcial como total están dentro de los límites exigidos por las normas aplicables.

**e.** Los ensayos realizados con equipos comerciales han mostrado el correcto funcionamiento del banco y la reproducibilidad de las características de estos equipos.

**f.** La caracterización del banco y de sus componentes ha permitido desarrollar varios programas de cálculo que permiten determinar los límites de caudal y temperatura a los que se puede ensayar una enfriadora de absorción en función de sus características nominales y de las condiciones ambientales exteriores. Estos programas han sido validados mediante ensayos realizados con una enfriadora de agua de absorción refrigerada por agua.

**g.** Se han desarrollado procedimientos para el ensayo de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua o aire, tanto a carga nominal como parcial, y se han validado los procedimientos de las máquinas refrigeradas por agua mediante el ensayo de una enfriadora de absorción refrigerada por agua.

# 7

---

## Referencias

ARI Standard 320-98 Water-Source Heat Pumps. ARI, Arlington, 1988.

ARI Standard 325-98 Ground Water-Source Heat Pumps. AHRI, Arlington, 1998.

ARI Standard 330-98 Ground Source Closed-Loop Heat Pumps. ARI, Arlington, 1998.

Angrisani G., Roselli C., Sasso M., Distributed microtrigeneration systems, Progress in Energy and Combustion Science, 38, 4, 502-521, 2012.

ANSI/ARI 560: Standard for Absorption Water Chilling and Water Heating Packages. AHRI, Arlington, 2000 .

ANSI/ASHRAE 182-2008: Method of Testing Absorption Water-Chilling and Water-Heating Packages. ANSI, New York, 2008 .

ANSI/ASHRAE Standard 37-2009 Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment. ANSI, New York, 2009.

Balamuru V.G., Ibrahim O.M., Barnett S.M., Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*, 2000. 23(1): p. 31-42.

Balaras, C. A., Grossman, G., Henning, H. M., Infante-Ferreira, C. A., Podesser, E., Wang L., Wiemken E.; Solar air conditioning in Europe-an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007. 11(2): p. 299-314.

BP statistical Review of world energy, 2013, <http://www.bp.com/en/global/corporate/about-bp/statistical-review-of-world-energy-2013.html>

Brown C.M., Nuorti P.J., Breiman R.F., Hathcock A.L., Fields B.S., Lipman H.B., Llewellyn G.C., Hofmann J., Cetron M. A community outbreak of Legionnaires' disease linked to hospital cooling towers: An epidemiological method to calculate dose of exposure. *International Journal of Epidemiology* 1999. 28(2): p. 353-359.

Bruno J.C., Martínez-Maradiaga D., Rodríguez-Carabias J., Coronas A., Refrigeration using recovered waste heat in fishing vessels: Potential application and case study, 2nd European Conference on Polygeneration, 2011, Tarragona (Spain).

CEEE, Center for Environmental Energy Engineering, laboratory facilities, <http://www.ceee.umd.edu/home>

Costa A., Bakhtiari B., Schuster S., Paris J. Integration of absorption heat pumps in a Kraft pulp process for enhanced energy efficiency. *Energy*, 2009. 34(3): p. 254-260.

DIN 33830-4:1988 Wärmepumpen; Anschlußfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Leistungs- und Funktionsprüfung, DIN, Berlin, 1988.

EN 12309-2:2000 Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW – Part 2: Rational use of energy, CEN, Brussels, 2000.

EN 14511:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling, CEN, Brussels, 2011.

EN 14825:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heatpumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance, CEN, Brussels, 2011.

EN 15316-4-2:2008 Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems. CEN, Brussels, 2008.

EN 16147:2011 Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units. CEN, Brussels, 2011.

IDAE (2010), Evolución de la tecnología y prospectiva de costes por tecnologías de energías renovables a 2020-2030, [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11227\\_e2\\_tecnologia\\_y\\_costes\\_7d24f737.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_e2_tecnologia_y_costes_7d24f737.pdf)

IDAE (2011), Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020, [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11227\\_PER\\_2011-2020\\_def\\_93c624ab.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_PER_2011-2020_def_93c624ab.pdf)

IEA HPP, Annex 28 “Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating“ .

IEA HPP, Annex 39, A Common Method for Testing and Rating of Residential HP and AC Annual / Seasonal Performance

Fu, L., Zhao, X.L., Zhang, S.G., Jiang, Y., Li, H., Yang, W.W., Laboratory research on combined cooling, heating and power (CCHP) systems, Energy Conversion and Management, 50, 4, 977–982, 2009.

Herold, K.E., Klein, S. A., Radermacher, R., Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press. 1996.

Infante-Ferreira C., Advancement in solar cooling. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, 2011, Padua (Italy), 23-46.

Jakob, U., Sorption Heat Pumps for solar cooling applications. Innovative Materials for processes in Energy Systems, Editors B.B. Saha, M. Koyama, Y. Takata, Y. Hamamoto, M. Kohno and K. Ito; pp 378-382, Touka Shobo, Japan, 2013 .

JIS B 8622:2009 Absorption refrigerating machines. JSA, Tokyo, 2011 .

Kalinowski, P., Hwang, Y., Radermacher, R., Al Hashimi, S., Rodgers, P., Application of waste heat powered absorption refrigeration system to the LNG recovery process, International Journal of Refrigeration, 2009, 32, 687-694.

Labus, J., Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, 2011.

Mazloumi M., Naghashzadegan M., Javaherdeh K., Simulation of solar Lithium Bromide - water absorption cooling system with parabolic trough collector, Energy Conversion and Management, 2008, 49, 2820-2832.

Marimón, M.A., Modelización y análisis energético de configuraciones de trigeneración en edificios, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, 2012 .

Melograno, P., Fedrizzi, R., Sparber, W., Franchini, G., Test procedures for sorption chillers based on the working mode, Eurosun, 2010.

Moya, M., Sistemas avanzados de microtrigeneración con microturbinas de gas y enfriadoras por absorción con disipación por aire, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, 2011.

Moya, M., Bruno, J.C., Eguia P., Torres E., Zamora I., Coronas A., Performance analysis of a trigeneration system based on a micro gas turbine and an air-cooled, indirect fired, ammonia-water absorption chiller, Applied Energy, 88, 4424-4440, 2011.

Mugnier, D.; Solar cooling with IEA SHC task 48: overview and first results; 5th International Conference Solar Air-Conditioning, Bad Krozingen, Germany, September 25-27 2013.

Nogués, M., Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, 2002.

Ortega, M., Situación actual de las energías renovables, 8º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Burgos, 2013.

Palacín, F., Evaluación, diagnóstico y mejora del comportamiento energético de sistemas de refrigeración solar en escenarios reales de operación mediante análisis experimental y simulación dinámica, Tesis doctoral, Universidad de Zaragoza, 2011.

Pietruschka, D., Model based control optimisation of renewable energy based HVAC systems, Tesis doctoral, De Montfort University (Leicester), University of Applied Sciences Stuttgart, Marzo, 2010.

Qaist Project, Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology, Review on testing and rating procedures for solar thermal and heat pump systems and components, Technical Report 5.1.2, Intelligent Energy Europe, 2012.

Qaist Project, Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology, Review on Testing Procedures and Quality Standards for Thermally Driven Chillers, Task Report 5.3.3, Intelligent Energy Europe, 2012.

RAL-UZ 118 Energiesparende Wärmepumpen nach dem Absorptionsprinzip, dem Adsorptionsprinzip oder mit verbrennungsmotorisch angetriebenen Verdichtern. RAL Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung e.v., Sankt Augustin, 2008.

Sun J., Fu L., Zhang S., A review of working fluids of absorption cycles, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 4, 1899-1906, 2012.

Steu S., Martínez-Maradiaga D., Salavera D., Bruno J.C, Coronas A. Effect of alkaline hydroxides on the vapor-liquid equilibrium of ammonia/water and the performance of absorption chillers. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2011. 50(23): p. 13037-13044.

Ullah, K.R., Saidur, R., Ping, H.W., Akikur, R.K., Shuvo, N.H., A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, Renewable and sustainable Energy Reviews, 2013, 24, 499-513.

VDI 4650-1: Calculation of heat pumps - Simplified method for the calculation of the seasonal performance factor of heat pumps - Electric heat pumps for space heating and domestic hot water. VDI, Düsseldorf, 2003.

VDI 4650-2: Simplified method for the calculation of the annual coefficient of performance and the annual utilisation ratio of sorption heat pumps - Gas heat pumps for space heating and domestic hot water. VDI, Düsseldorf, 2010.

Zaltash, A., Petrov, A.Y., Rzy D.T., Labinov S.D., Vineyard E.A., Linkous R.L., Laboratory R&D on integrated energy systems (IES), Applied Thermal Engineering, 26, 1, 28-35, 2006.



---

---

## Anexo I

### **Al.1. Características de los componentes y equipos del banco de ensayos**

En este apartado se describen las características y funcionamiento de los sistemas y equipos fundamentales del banco de ensayos, tomando como referencia la figura 3.6.

#### **Al.1.1. Sistema de generación y distribución de energía térmica**

La energía térmica es generada mediante una cadera de aceite térmico accionada con gas natural y/o mediante la recuperación de calor de los gases de escape de una micro turbina de gas Capstone de 30 kW; tanto en forma de agua caliente, hasta unos 80°C; como de aceite térmico, a 180°C. El sistema está formado por dos subsistemas: el de aceite térmico y el de agua caliente.



### AI.1.1.1. Subsistema de aceite termico

La función del sistema de aceite térmico es generar la energía térmica necesaria para el accionamiento de equipos de absorción o de pequeñas máquinas térmicas para la generación de energía eléctrica. El aceite es calentado por medio de una caldera de gas natural: Pirobloc modelo GFT-010/29 V de 100 kW de potencia nominal.

Para adaptar la producción a la demanda de los equipos a ensayar, la caldera dispone de un quemador modulante de 100 kW, WGION modelo 1-D ZM-LN, con capacidad de modulación entre el 30% y el 100% de su potencia nominal.

La energía generada en la caldera se transmite al sistema de agua caliente a través de un intercambiador de placas ( $I_5$ ) aceite/agua ALFA LAVAL, modelolo CB-76, cuyas características técnicas se indican en la tabla AI.1.1.

Tabla AI.1.1 Características técnicas de los intercambiadores de placas  $I_5$  e  $I_7$

Intercambiador de calor de placas ALFA LAVAL CB-76	
Presión máxima	30 bar
Presión mínima	Vacio
Temperatura máxima	225°C
Temperatura mínima	-50°C
Volumen por canal	0,25 l

La bomba de circulación de aceite ( $P_6$ ) es una bomba centrífuga ALLWEILER- AG con un caudal nominal de 400 l/min a 4 bar. Dicha bomba puede trabajar de forma óptima con temperaturas de aceite comprendidas entre 20°C y 300°C y suministrar el caudal requerido en la caldera (15 m³/h) en todo el rango de presión y temperaturas.

Para absorber las variaciones del volumen de aceite al pasar de la temperatura mínima a la temperatura máxima de operación (10°C/300°C) y viceversa, el sistema dispone de un depósito de aceite de un volumen de 0.25 m³.

### AI.1.1.2.Subsistema de agua caliente

El agua caliente (fig. AI.1.2) se genera por medio del intercambiador de placas aceite/ agua ( $I_5$ ), hasta una temperatura máxima de 120°C (límite de diseño del circuito de agua caliente). Se dispone además de una microturbina de gas CMT6 Capstone de 30 kW que permite proporcionar agua caliente recuperando calor de los gases de escape mediante un intercambiador de calor hasta una temperatura de 80°C. El suministro de energía a los equipos activados por agua caliente se puede realizar, simultáneamente o no, a dos niveles de temperatura: alta temperatura y baja temperatura.

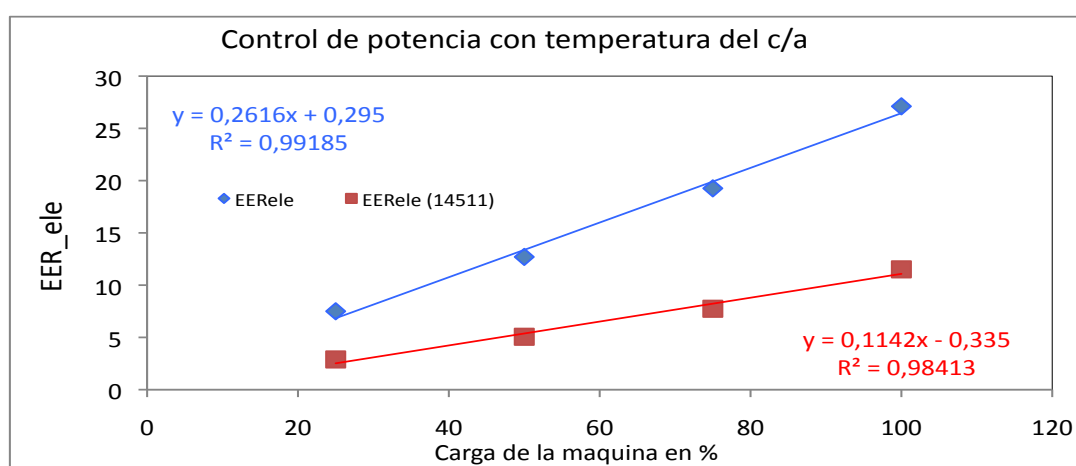


Figura AI.1.1 Sistema de suministro de agua caliente.

#### AI.1.1.2.1 Sistema de alta temperatura

El circuito de alta temperatura transmite la energía térmica generada por la caldera o recuperada de los gases de escape de la microturbina de gas a las estaciones de prueba y al depósito de inercia. Este circuito está formado por los equipos que se detallan a continuación:

- Bombas de circulación de agua ( $P_4$ ): Para circular el agua a través del intercambiador de placas aceite/ agua ( $I_5$ ) se ha instalado la bomba centrífuga ( $P_4$ ) (GRUNDFOS-Q 18,6m³/h;  $\Delta P$ 30,9 mca) acoplada a un variador de frecuencia (MOLLER, modelo DF51 340-5K5 de 5,5 kW), que permite variar el caudal entre el 10% y el 100% de su velocidad nominal.

- Válvula controladora de temperatura ( $VCT_3$ ): El control de temperatura del circuito de agua caliente se realiza con la válvula de tres vías  $VCT_3$ , SIEMENS -VXF31, con actuador electrónico SQX 67. La válvula controla la temperatura controlando el caudal de agua que recircula por el intercambiador  $I_5$ .
- Depósito de agua caliente: El depósito de agua caliente instalado en el circuito hace las funciones de depósito de inercia de los circuitos de alta temperatura y de baja temperatura. Dicho depósito tiene un volumen de  $0,6 \text{ m}^3$  y la temperatura y presión máximas de trabajo son  $130^\circ\text{C}$  y 6 bar.
- Caudalímetros  $F_6$  y  $F_7$ : El caudalímetro  $F_6$  mide el caudal de agua que circula por las estaciones de prueba conectadas al circuito de alta temperatura y, junto con las sondas de temperatura colocadas a la entrada y salida de las estaciones de prueba, nos permite determinar la potencia térmica suministrada a los equipos a ensayar. El caudalímetro  $F_7$  mide el caudal que circula por el circuito de alta temperatura y junto, con las sondas de temperatura T17 y T18, nos permite determinar la energía suministrada por la caldera al sistema de agua. En la tabla AI.1.2 se muestran las especificaciones de los dos caudalímetros.

Tabla AI.1.2: Especificaciones de los caudalímetros  $F_6$  y  $F_7$

	$F_6$	$F_7$
<b>Fabricante</b>	KROHNER	ABB
<b>Modelo</b>	IFC-30	EEP 311.032
<b>Tipo</b>	Electromagnético	Electromagnético
<b>Rango de medida (<math>\text{m}^3/\text{h}</math>)</b>	1 - 40	0,5 - 40
<b>Error máximo</b>	0,5% del valor de la medida	0,5% del valor de la medida

### AI.1.1.2.2 Sistema de baja temperatura

El subsistema de baja temperatura transmite energía térmica del depósito de inercia a la estación de prueba EP-4 o al intercambiador  $I_7$  para crear una carga adicional a la caldera cuando trabaja a baja carga (por debajo del 40%) para evitar que esté arrancando y parando. Este sistema está formado por los equipos que se detallan a continuación:

- Bomba de circulación de agua ( $P_5$ ): La bomba  $P_5$  (GRUNDFOS,  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta P$  22 mca nominales) circula el agua a través del intercambiador de placas  $I_7$ , las estaciones de prueba EP-4 y el depósito de inercia. Dicha bomba está acoplada a un variador de fre-

cuencia ( MOLLER modelo DF 51 340-0.75 de 0.75 kW) que permite variar el caudal entre el 10% y el 100% de su velocidad nominal.

- Válvula controladora de temperatura ( $VCT_4$ ): El control de temperatura del circuito de agua caliente de baja temperatura se realiza con la válvula de tres vías  $VCT_4$  (SIEMENS modelo VXF31 con actuador electrónico SQX 67). El control se realiza controlando el caudal de agua que recircula por el depósito de inercia.
- Intercambiador de calor ( $I_7$ ): La carga térmica, que transmite el sistema de disipación al sistema de agua caliente de baja temperatura, se realiza a través del intercambiador de placas agua/agua  $I_7$  (ALFA LAVAL, modelo CB-76) cuyas características fundamentales se indican en la tabla AI.1.1

## AI.1.2. Sistema de disipación y generación de carga térmica

La función del sistema de disipación y aporte de carga térmica es refrigerar la bomba de calor agua/agua, transmitir a la atmósfera el calor generado en los equipos a ensayar, y aportar carga térmica al evaporador de las máquinas de refrigeración. El sistema está formado por los siguientes subsistemas:

- Sumidero de calor.
- Refrigeración del condensador/absorbedor.
- Aporte de carga térmica al evaporador.
- Generación y distribución de agua fría.

### AI.1.2.1. Sumidero de calor

La función del sumidero de calor (fig.A3.01-2) es evacuar a la atmósfera el calor generado en los equipos a ensayar y/o el calor de refrigeración de la bomba de calor agua/agua. El subsistema está formado por los equipos detallados a continuación:

- Aero-refrigerante: El aero-refrigerante hace de sumidero final del calor generado en los equipos a ensayar y evacua dicho calor a la atmósfera. El equipo instalado es un aero-refrigerante CIAT modelo EUROPA-2. Para controlar la temperatura del agua a los valores requeridos en los ensayos, el aero-refrigerante lleva dos ventiladores de velocidad constante y otro con capacidad de variar entre 10 y 100% de su velocidad nominal.

- Bomba de circulación de agua ( $P_1$ ): La bomba  $P_1$  (GRUNFOS;  $Q=18.6 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta P -30.9$  mca nominal) circula el agua por el aero-refrigerante y por los intercambiadores  $I_3$ ,  $I_4$ ,  $I_7$  y por la estación de prueba EP-4. Dicha bomba está acoplada a un variador de frecuencia (MOLLER, modelo DF51 340- 5k5, de 5.5 kW) que permite variar el caudal entre el 10% y el 100% de su velocidad nominal.

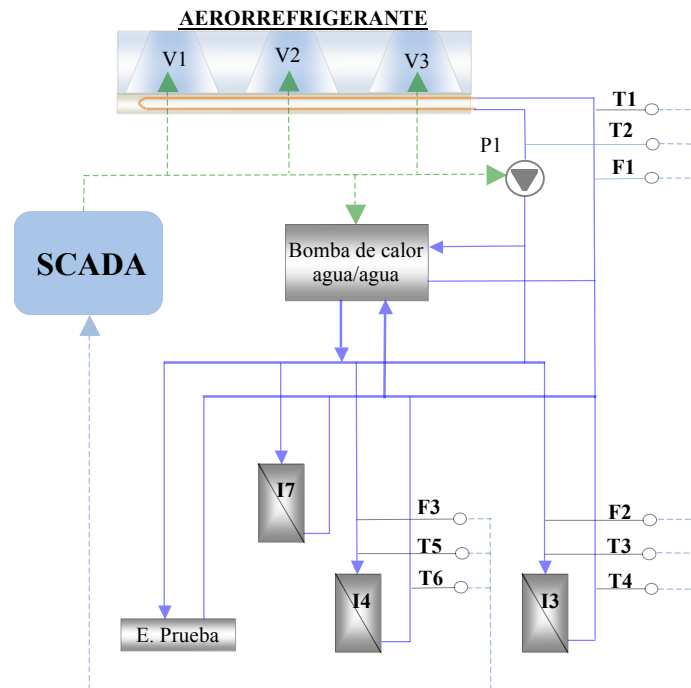


Figura AI.2. Sistema de sumidero de calor.

- Intercambiadores de calor agua/agua ( $I_3$ ,  $I_4$ ): El intercambiador de calor  $I_3$  transmite la carga térmica del circuito del condensador/absorbedor al sumidero de calor mientras que el intercambiador de calor  $I_4$  transmite la carga térmica del sumidero de calor al circuito del evaporador. Ambos intercambiadores son de placas desmontables: Alfa Laval, modelo M6M-FM; 42 placas corrugación CHEBRON con ángulo de  $60^\circ$  respecto a la horizontal. En la tabla A3.01-3 se indican las características técnicas de dichos intercambiadores.

Tabla AI.1 1-3: Características técnicas del intercambiador  $I_3$  e  $I_4$ .

Intercambiadores ALFA LAVAL modelo M6M-FM	
Presión máxima	10bar
Temperatura máxima	160°C
Temperatura mínima	-25°C
Grosor de la placa	0,5 mm
Juntas	Elastómero: EPDM

- Caudalímetros ( $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ ): El caudalímetro  $F_1$  mide el caudal que circula por el aero-refrigerante y, junto con las sondas de temperatura  $T_1$  y  $T_2$ , nos permite determinar la energía que evacuamos al sumidero de calor y la caracterización del aero-refrigerante. El caudalímetro  $F_2$  mide el caudal que circula por el intercambiador  $I_3$  (lado sumidero de calor) y nos permite ajustar el caudal a los valores requeridos en los ensayos y, junto con las sondas de temperatura  $T_3$  y  $T_4$ , la caracterización del intercambiador  $I_3$ . El caudalímetro  $F_3$  mide el caudal que circula por el intercambiador  $I_4$  (lado sumidero de calor). Nos permite ajustar el caudal a los valores requeridos en los ensayos y, junto con las sondas de temperatura  $T_5$  y  $T_6$ , la caracterización del intercambiador  $I_4$ . En la tabla AI.1-3 se indican las características de dicho caudalímetro.

Tabla AI.1-4 Especificaciones de los caudalímetros  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$

Caudalímetro: F1, F2, F3	
Fabricante	ABB
Modelo	FE-P-311-032AD1D.4B04
Tipo	Electromagnético
Rango de medida ( $m^3/h$ )	0,5 - 40
Error máximo	0,5% del valor de la medida

### AI.1.2.2. Refrigeración del condensador/absorbedor

La función del subsistema de refrigeración del condensador/absorbedor (Figura AI.1-3) es transmitir el calor generado en el condensador/absorbedor de la máquina a ensayar al sistema de disipación de calor a través de intercambiador  $I_3$  y controlar el caudal y la temperatura a los valores requeridos en los ensayos.

- Bomba de circulación ( $P_2$ ): La bomba  $P_2$  (GRUNDFOS,  $Q=33 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta P 12.9 \text{ mca}$  nominal), circula el agua por el condensador/absorbedor de la máquina a ensayar y por el intercambiador  $I_3$ . Dicha bomba está acoplada a un variador de frecuencia (MOLLER modelo DF51 340- 2k2 de  $2.2 \text{ kW}$ ) que permite variar el caudal entre el 10% y el 100% de su velocidad nominal.

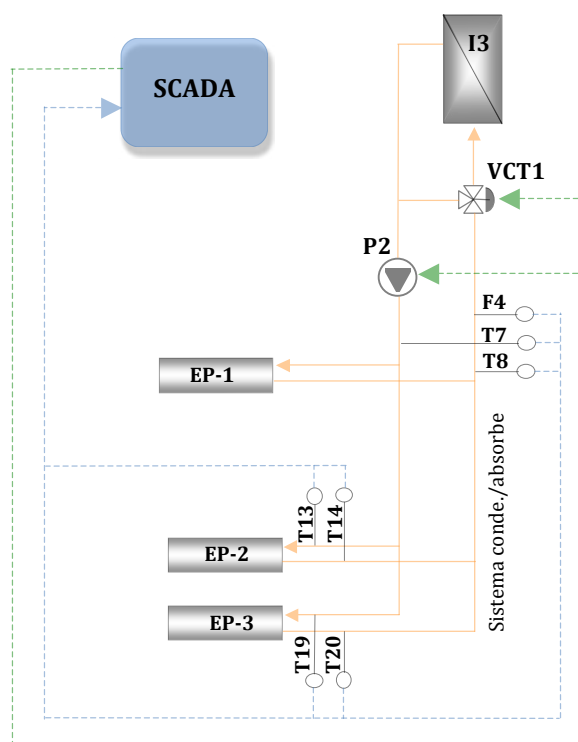


Figura AI.1-3. Sistema del condensador/absorbedor.

- Válvula controlador de temperatura  $VCT_1$ : El control de temperatura del circuito del condensador/absorbedor se realiza con la válvula de tres vías  $VCT_1$  (SIEMENS, modelo VXF31, con actuador electrónico SQX 67). El control se realiza controlando el caudal de agua que recircula por el intercambiador  $I_3$ .
- Caudalímetro ( $F_4$ ): El caudalímetro  $F_4$  mide el caudal que circula por el condensador/absorbedor de la máquina a ensayar. Nos permite caracterizar el intercambiador  $I_3$  y, junto con las sondas de temperatura colocadas en la estación de prueba donde está conectada la máquina a ensayar, determinar el calor generado en el condensador/absorbedor. Las especificaciones de este caudalímetro se muestran en la Tabla AI.1-4.

Tabla AI.1-5: Especificaciones del caudalímetro  $F_4$

Caudalímetro $F_4$	
Fabricante	KROHNER
Modelo	IFC-30
Tipo	Electromagnético
Rango de medida ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	1 - 40
Error máximo	0,5% del valor de la medida

### AI.1.2.3. Aporte de carga térmica al evaporador

La función del subsistema (Figura. AI.1-4) es aportar la carga térmica requerida en el evaporador de la máquina a ensayar y controlar el caudal y la temperatura a los valores requeridos en los ensayos. El sistema está formado por los siguientes equipos:

- Bomba de circulación ( $P_3$ ): La bomba  $P_3$  (GRUNDFOS,  $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta P$  10.8 mca nominal), circula el agua por el condensador/absorbedor de la máquina a ensayar y por el intercambiador  $I_3$ . Dicha bomba está acoplada a un variador de frecuencia (MOLLER modelo DF51 340- 1k5 de 1.5 kW) que permite variar el caudal entre el 10% y el 100% de su velocidad nominal.
- Válvula de tres vías  $VCT_2$ : El control de temperatura del circuito del evaporador se realiza con la válvula de tres vías  $VCT_2$  (SIEMENS, modelo VXF31, con actuador electrónico SQX 67). El control se realiza controlando el caudal de agua que recircula por el intercambiador  $I_3$ .
- Caudalímetro  $F_5$ : El caudalímetro  $F_5$  mide el caudal que circula por el evaporador de la máquina a ensayar. Nos permite caracterizar el intercambiador  $I_4$  y, junto con las sondas de temperatura colocadas en la estación de prueba donde está conectada la máquina a ensayar, determinar el calor aportado al evaporador de la máquina a ensayar. Las especificaciones de este caudalímetro se muestran en la Tabla AI.1-5.



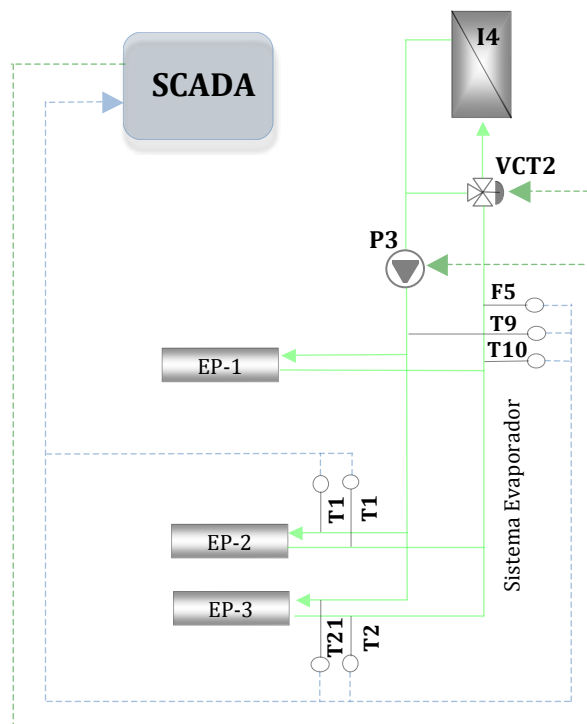


Figura AI.1-4 Sistema de aporte de calor al evaporador.

Tabla AI.1-6: Especificaciones del caudalímetro  $F_5$ .

Caudalímetro $F_5$	
Fabricante	KROHNER
Modelo	IFC-30
Tipo	Electromagnético
Rango de medida (m³/h)	1 - 40
Error máximo	0,5% del valor de la medida

## AI.1.3. Generación y distribución de agua fría

El sistema de generación y distribución de agua fría (Figura AI.1-5) tiene dos funciones: generar el agua fría y el agua caliente requerida en la unidad de tratamiento de aire (UTA); y suministrar agua fría al sistema de disipación de calor, cuando con el aero-refrigerante no se puede conseguir la temperatura de refrigeración requerida en los ensayos. El sistema está formado por los siguientes equipos:

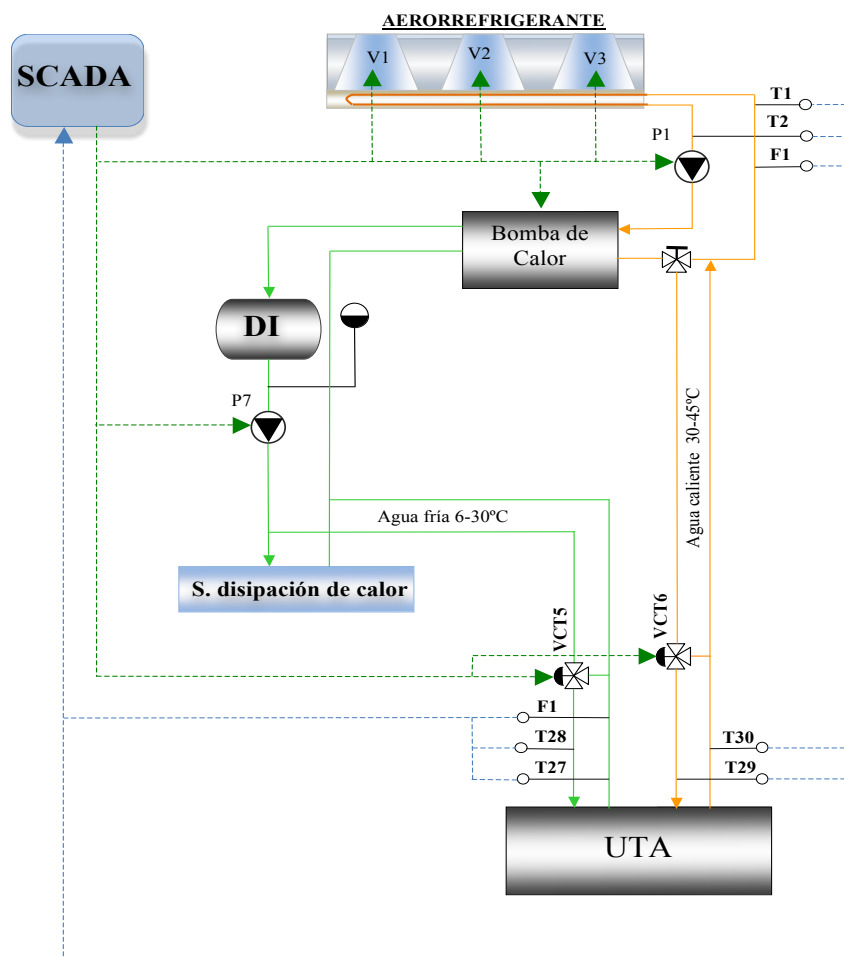


Figura AI.1-5 Sistema de generación y distribución de agua fría.

- **Bomba de calor agua/agua:** La bomba de calor genera el agua fría y el agua caliente requeridas en la UTA para ensayar las máquinas de refrigeración o bombas de calor refrigeradas por aire, y el agua fría requerida en el sistema de disipación de calor, cuando con el aero refrigerante no se pueden conseguir las temperaturas requeridas en los ensayos. Se ha seleccionado una bomba de calor CIAT, modelo DYNACIAT LG-LGP-350 V. Para adaptar la producción a la demanda, la bomba dispone de dos compresores, uno con el 33% y el otro del 66% de la potencia nominal. Esto permite a la bomba trabajar con tres potencias distintas.
- **Módulo hidráulico:** El módulo hidráulico hace de depósito de inercia, absorbe las variaciones del volumen del agua y circula el agua por el circuito del evaporador de la bomba de calor, por la batería de agua fría de la UTA y por el sistema de disipación de calor. Se ha seleccionado un módulo hidráulico CIAT, modelo MHJ, que básicamente está formado por un depósito de inercia de 0,6 m<sup>3</sup>, una bomba de circulación de agua y un vaso de expansión.

- Caudalímetro ( $F_8$ ): El caudalímetro  $F_8$  mide el caudal que circula por la batería de agua fría de la UTA y, junto con las sondas de temperatura  $T_{27}$  y  $T_{28}$ , nos permite ajustar el caudal a los valores requeridos en los ensayos y determinar el calor extraído con la UTA. Las especificaciones de este caudalímetro se muestran en la Tabla AI.1-6.

Tabla AI.1-7 Especificaciones del caudalímetro  $F_8$ .

Caudalímetro $F_8$	
Fabricante	ABB
Modelo	FE-P-311-032AD1D4B04
Tipo	Electromagnético
Rango de medida ( $m^3/h$ )	0,2 - 20
Error máximo	0,5% del valor de la medida

- Válvula controladora de temperatura de agua fría ( $VCT_5$ ): La válvula  $VCT_5$  (SIEMENS, modelo VXF31, con actuador electrónico SQX 67), controla la temperatura de la cámara climática ( $T_{c/c}$ ) o la humedad relativa del aire dentro de dicha cámara a los valores requeridos en los ensayos. La válvula controla la temperatura o la humedad, controlando el caudal de agua que circula por la batería de agua fría.
- Válvula  $VCT_6$  (SIEMENS, modelo VXF31, con actuador electrónico SQX 67): controla la temperatura del aire dentro de la cámara climática, en los ensayos que requieren control de temperatura y humedad. La válvula controla la temperatura, controlando el caudal de agua que circula por la batería de agua caliente.

## AI.1.4. Sistema de tratamiento de aire

La función del sistema de tratamiento de aire (Figura. AI.1-6) es acondicionar el aire de la cámara climática a los valores requeridos en los ensayos y evacuar el calor generado en dicha cámara por los equipos refrigerados por aire. El sistema está interconectado con el sistema de distribución de agua fría, y formado por los siguientes equipos:

- Unidad de tratamiento de aire (UTA): Evacua el calor generado en la cámara climática por los equipos refrigerados por aire, aporta a dicha cámara el calor requerido en los ensayos de las bombas de calor aire/agua, y controla la temperatura y la humedad relativa del aire. Se ha instalado una unidad de tratamiento de aire de CIATESA, modelo HYDRONIC AX´M 45 CONFORT.

- **Cámara climática:** La función de la cámara climática es crear un recinto cerrado donde poder controlar la temperatura y la humedad relativa del aire a los valores requeridos en los ensayos. La cámara instalada es TELWIG, modelo KZ/80 3x3x3 m; Temperatura máxima 80°C; Temperatura mínima - 20°C ; presión máxima 20 mm ca; presión mínima- 20 mm ca.

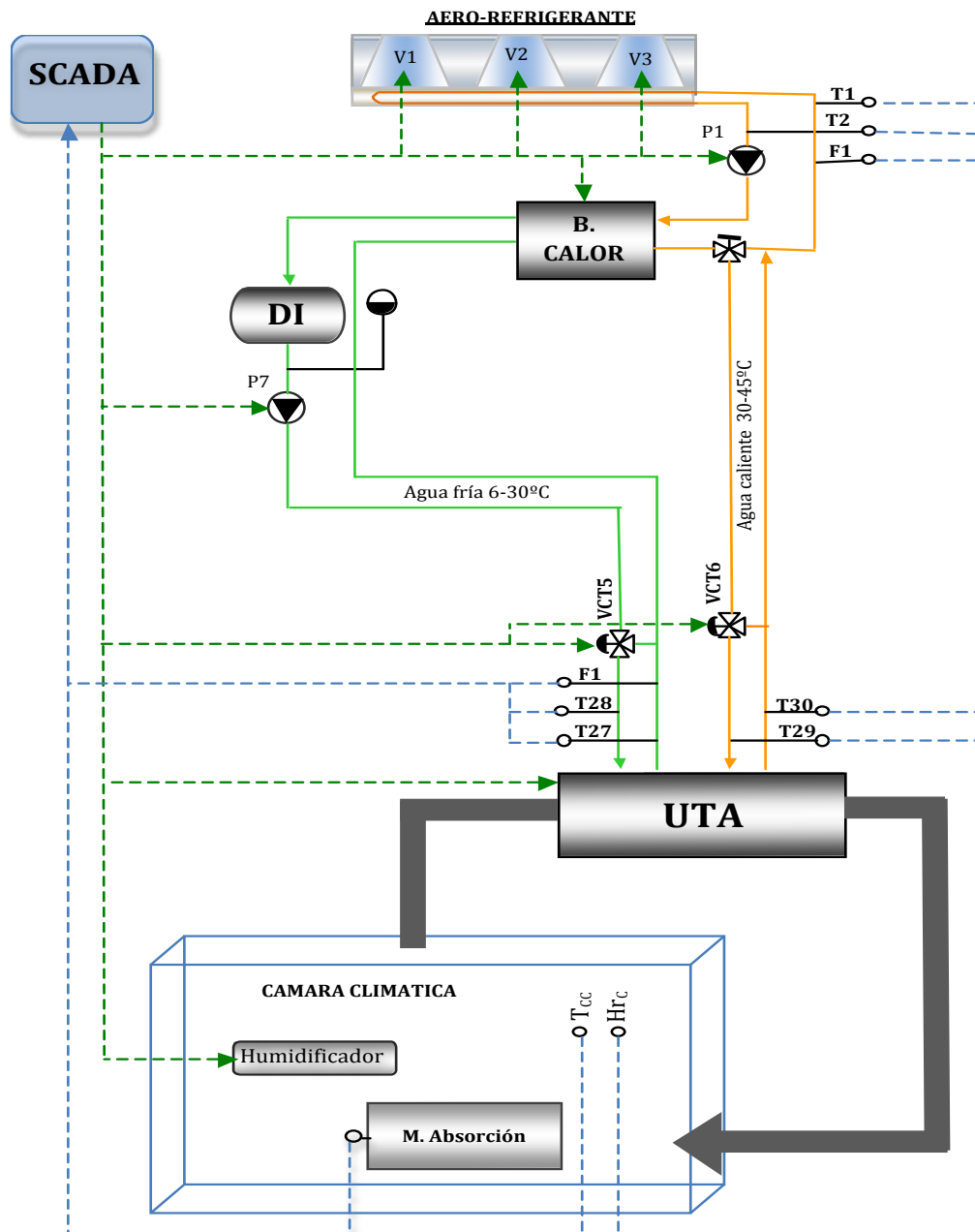


Figura A1.1-6 Sistema de tratamiento de aire.

- **Humidificador:** La función del humidificador es controlar la humedad relativa del aire dentro de la cámara en los ensayos en los que es requerido el aporte de humedad. El equipo instalado es un humidificador NEBBIA, modelo 1200, con capacidad de humectación de 12 l/h.
- **Control de temperatura y humedad dentro de la cámara climática:** Para el control de temperatura y de la humedad del aire dentro de la cámara climática se plantean tres opciones:

**a. Control de temperatura sin control de la humedad:** Para controlar la temperatura el SCADA lleva incorporado un módulo de control PID, que actúa directamente sobre el actuador electrónico de la válvula de tres vías  $VCT_5$ . Para esta opción se selecciona como señal de referencia del PID la sonda de temperatura de la cámara climática ( $T_{C/C}$ ). El PID compara la señal de la sonda  $T_{C/C}$  con la temperatura fijada en el punto de consigna y, en función del error entre la temperatura medida y la temperatura fijada en el punto de consigna, varía la posición de la válvula  $VCT_5$  y, con ello, el caudal de agua que recircula por la batería de agua fría, hasta conseguir que la temperatura medida coincida con la temperatura fijada en el punto de consigna.

**b. Control de temperatura controlando la humedad con el humidificador:** Para controlar la humedad con el humidificador, el SCADA lleva incorporado un PID que actúa directamente sobre el control del humidificador. El PID toma como referencia la señal  $Hr_{c/c}$ , compara dicha señal con la del punto de consigna y, en función del error, arranca para el humidificador hasta conseguir que la humedad medida coincida con la temperatura fijada en el punto de consigna. Para controlar la temperatura el proceso es el mismo que para el caso de control de temperatura sin control de humedad.

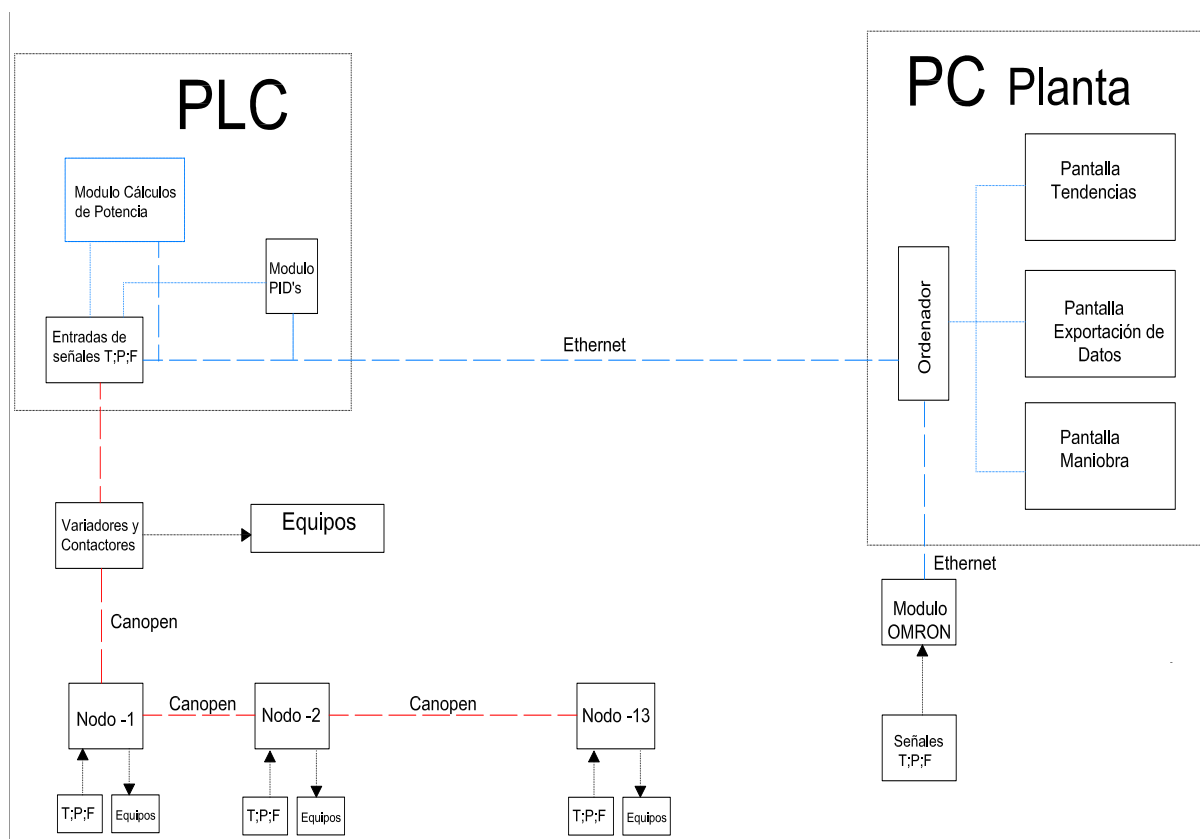
**c. Control de temperatura controlando la humedad por condensación con la batería de agua fría:** Para controlar la humedad relativa, se selecciona como señal de referencia del PID asociado a la  $VCT_5$ , la humedad de la cámara climática ( $Hr_{c/c}$ ). El PID compara la señal de la sonda  $Hr_{c/c}$  con las del punto de consigna y, en función del error, varía la posición de la válvula  $VCT_5$  y, con ello, el caudal de agua que recircula por la batería de agua fría, hasta conseguir que la humedad medida coincida con la temperatura fijada en el punto de consigna.

Para controlar la temperatura del aire, el SCADA lleva incorporado un módulo de control PID asociado a la  $VCT_6$ , que actúa directamente sobre el actuador electrónico de dicha válvula. El PID compara la señal de la sonda  $T_{C/C}$  con la temperatura fijada en el punto de consigna y, en función del error, varía la posición de la válvula  $VCT_6$  y, con ello, el caudal de agua que recircula por la batería de agua caliente, hasta conseguir que la temperatura medida coincida con la temperatura fijada en el punto de consigna.

## AI.1.5. Sistema de control y adquisición de datos (SCADA)

El SOFTWARE utilizado para desarrollar el sistema de control y adquisición de datos (SCADA) ha sido el software INDUSOFT WEB STUDIO 6.1. Este software comunica con el PLC de EATON a través de un servidor OPC, conectado vía ETHERNET al PLC.

Para adaptarse a las necesidades del banco de ensayos, el SCADA dispone de 13 nodos repartidos por la zona donde se encuentran los sistemas que forman el banco de ensayos (fig AI.1-7). La comunicación entre nodos y de los nodos con el PLC se realiza por medio de un bus CANOPEN. El bus CANOPEN recorre todos los nodos y llega al PLC para transferir todas las señales. Todas las señales son procesadas en el PLC y los resultados se ven en el SCADA a través de ETHERNET.



FigurAI.1 7 Diagrama de bloques del sistema de control y adquisición de datos (SCADA).

Cada uno de los nodos está formado una fuente de alimentación de 24VCD, una cabecera de Canopen, un interruptor para conexión/desconexión de la alimentación del panel y de una serie de tarjetas analógicas y/o digitales que dependen del tipo de señales que tiene que recibir/enviar el nodo. En la figura AI.1-8 se muestran las tarjetas de entrada/salida de uno de los nodos.

Las tarjetas analógicas que reciben señales de 4-20 mA (medidas de caudal, Hr; presiones etc.) son del fabricante Eaton, modelo XN-2AI-I (0/4..20mA), con una precisión de 32.767 puntos; y las que reciben señales de sondas PT 100 son del fabricante Eaton, modelo XN-2AI-PT-NI-2/3, con una precisión de 0.1°C. Las tarjetas digitales que reciben señales de orden de arranque/paro de los equipos son del fabricante Eaton, modelo XN-4DI-24VDC; las que controlan las VCT y los variadores de frecuencia son tarjetas analógicas 4-20mA del fabricante Eaton, modelo XN-2AO-I(0/20mA), con una precisión de 32.767 puntos; y las que dan orden de arranque para de los equipos son del fabricante Eaton, modelo XN-4DO-24VDC.

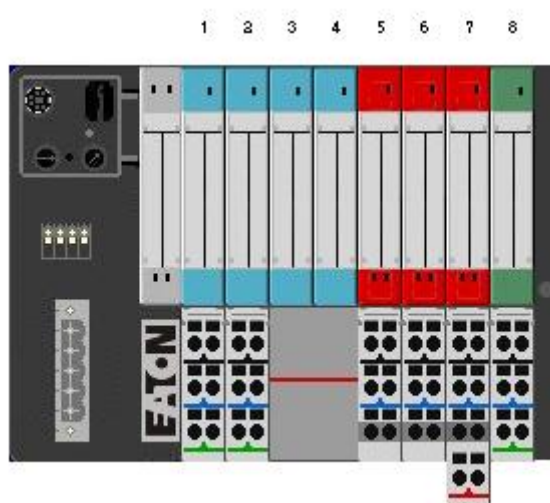


Figura A1.1-8 Tarjetas de entrada/salida de uno de los nodos.

El SCADA también dispone de un nodo “móvil” (CUADRO OMRON) que se puede desplazar por toda la Planta Piloto. La comunicación de dicho nodo con el PLC se puede realizar por medio de cable ETHERNET o por conexión WIFI. El nodo móvil está formado por una fuente de alimentación y un PLC de Omron CJ1W-CPU12, un interruptor para conexión/desconexión de la alimentación del panel y de 2 tarjetas analógicas CJ1W-AD081, para recibir 16 señales de 4 -20 mA; y 2 tarjetas CJ1W-TS562, para recibir 12 señales de sondas PT-100.

El control se realiza por medio de dos PLC que pueden trabajar uno como respaldo del otro del fabricante Eaton, modelo XC-201. Este PLC tiene una conexión Ethernet con la que se conecta al SCADA y una conexión Canopen para capturar todas las señales de los nodos repartidos por la planta. Los dos PLC’s son idénticos y uno de ellos, el principal, que tiene todas las conexiones, y otro de reserva que no está conectado. En caso de fallo del principal, se tendría que substituir por el de reserva y recablear a este la alimentación, el cable ethernet y el Canopen tal como está en el principal.





## Al.2. Calibración y puesta a punto del banco de ensayos

En este apartado se describe el procedimiento seguido para realizar la puesta a punto del banco de ensayos. Previo a la puesta en servicio de los distintos sistemas que forman el banco se hizo la calibración de las sondas de temperaturas y de los caudalímetros.

### Al.2.1. Calibración de las sondas de temperatura

Las sondas se han calibrado por comparación, tomando como referencia una sonda patrón (Figura Al.2.-1), modelo F-110, N° de serie 013351/43, de la casa ASL CROYDON, ENGLAND. El equipo utilizado para la calibración de las sondas (Figura Al.2-2), es un equipo de la casa GUISSANI, modelo Termostato Calibrador Pulser.



Figura Al.2-1 Sonda de patrón.

Figura Al.2-2 Equipo de calibración y sonda de referencia.

Para la calibración se han considerado cuatro temperaturas en el intervalo de trabajo del banco de ensayos (25°C; 50°C; 80°C; 110°C). El procedimiento seguido para calibrar las sondas ha sido el siguiente:

- a. Se colocaban en el equipo de calibración la sonda de referencia y la sonda a calibrar y se fijaba en dicho equipo la temperatura de consigna.
- b. Se mantenía la temperatura estabilizada durante un tiempo mínimo de 20 minutos.
- c. Una vez estabilizada la temperatura, se registraban los valores medidos con ambas sondas durante un tiempo de 10 minutos. Los valores de la sonda patrón se registran en el software de la propia sonda y los de la sonda a calibrar en el sistema de control y adquisición de datos (SCADA) del banco de ensayos.

### AI.2.1.1. Determinación del error y de la incertidumbre

El error se ha determinado comparando el valor medio de los valores medidos en 10 minutos con la sonda a calibrar, con el valor medio de los valores medidos con la sonda de referencia en el mismo espacio de tiempo.

Para determinar la incertidumbre se han tenido en cuenta los siguientes parámetros:

- Desviación estándar de la sonda de referencia.
- Calibración de la sonda de referencia.
- Resolución de la sonda de referencia.
- Deriva de la sonda de referencia.
- Desviación estándar de la sonda a calibrar.
- Resolución de la sonda a calibrar.
- Estabilidad de la temperatura del baño.

En la Tabla AI.2-1 se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos en la calibración de la sonda  $T_{12}$ , y en la tabla AI.2-2, la incertidumbre expandida de cada una de las sondas (factor de cobertura  $K=2$ ).

Tabla AI.2-1 Resultados de la calibración de la sonda  $T_{12}$ .

Temperatura ensayo	Sonda a calibrar			Sonda de referencia			Estabilidad baño	Incertidumbre expandida
	Incertidumbre expandida	T. Máxima T. Mínima	DESVEST	T. Media	T. Máxima T. Mínima	DESVEST		
25°C	24,55	0,05	0,01	24,62	0,05	0,01	+/- 0,03	0,03
50°C	49,38	0,06	0,012	49,65	0,07	0,01	+/- 0,03	0,03
80°C	79,28	0,07	0,013	79,68	0,09	0,02	+/- 0,05	0,03
110°C	109,05	0,19	0,043	109,69	0,051	0,01	+/- 0,09	0,03

Tabla AI.2-2 Incertidumbre expandida en función de la temperatura de ensayo.

SONDA	Temperatura ensayo 25°C	Temperatura ensayo 50°C	Temperatura ensayo 80°C	Temperatura ensayo 110°C	Incertidumbre expandida Maxima
T <sub>1</sub>	0,03	0,07	0,09	0,04	0,09
T <sub>2</sub>	0,03	0,09	0,15	0,09	0,14
T <sub>3</sub>	0,03	0,07	0,09	0,05	0,09
T <sub>4</sub>	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
T <sub>5</sub>	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05
T <sub>6</sub>	0,04	0,4	0,05	0,04	0,04
T <sub>7</sub>	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04
T <sub>8</sub>	0,03	0,03	0,06	0,04	0,05
T <sub>9</sub>	0,04	0,03	0,04	0,12	0,2
T <sub>10</sub>	0,03	0,04	0,06	0,08	0,08
T <sub>11</sub>	0,03	0,03	0,03	0,05	0,06
T <sub>12</sub>	0,03	0,03	0,03	0,05	0,06

### AI.2.1.2. Calibración por comparación de las sondas de temperatura

Para ajustar los valores medidos por las sondas a los valores medidos por la sonda de referencia, en cada una de las sondas se ha determinado la diferencia entre ambos valores por medio de una regresión lineal. Una vez determinados los coeficientes de correlación, se han introducido dichos coeficientes en el SCADA, para que los valores leídos en dicho sistema se ajusten a los valores reales.

En la Tabla AI.2-3 se indican los errores de medida en función de la temperatura de ensayo y, en la Tabla AI.2-4, la correlación entre las temperaturas medidas y el error de cada una de las sondas y modificaciones realizadas en el SCADA.

Tabla A1.2-3 Errores de las sondas y correcciones realizadas en el SCADA.

	Temperatura ensayo 25°C			Temperatura ensayo 50°C			Temperatura ensayo 80°C			Temperatura ensayo 110°C		
	T. referencia	T. medida	Error	T. referencia	T. medida	Error	T. referencia	T. medida	Error	T. referencia	T. medida	Error
T <sub>1</sub>	24,66	24,54	0,12	49,68	49,33	0,35	79,66	79,18	0,48	109,62	108,86	0,76
T <sub>2</sub>	24,67	23,72	0,95	49,71	48,27	1,44	79,76	77,66	2,10	109,72	107,59	2,13
T <sub>3</sub>	24,61	24,70	-0,09	49,66	49,26	0,40	79,67	79,48	0,19	109,73	109,37	0,35
T <sub>4</sub>	24,62	24,63	-0,01	49,69	49,38	0,31	79,67	79,44	0,23	109,62	108,89	0,73
T <sub>5</sub>	24,62	24,73	-0,11	49,65	49,44	0,21	79,66	79,02	0,64	109,65	108,84	0,81
T <sub>6</sub>	24,61	23,90	0,71	49,65	48,88	0,77	79,65	78,42	1,23	109,66	108,25	1,41
T <sub>7</sub>	24,66	24,54	0,12	49,68	49,33	0,35	79,66	79,18	0,48	109,62	108,86	0,76
T <sub>8</sub>	24,66	24,73	-0,07	49,65	49,45	0,20	79,65	79,08	0,57	109,62	108,81	0,81
T <sub>9</sub>	24,67	24,67	0,00	49,67	49,20	1,47	79,67	79,09	0,58	109,62	108,81	0,81
T <sub>10</sub>	24,64	24,59	0,05	49,69	49,38	0,31	79,66	78,77	0,89	109,63	108,69	0,94
T <sub>11</sub>	24,63	24,55	0,08	49,65	49,38	0,27	79,68	79,28	0,40	109,70	109,05	0,65
T <sub>12</sub>	24,62	24,60	0,02	49,65	49,47	0,18	79,67	79,22	0,45	109,67	109,10	0,57

Tabla A1.2-4 Correlación entre las temperaturas medidas y el error de cada una de las sondas.

Sonda	Correlación entre las temperaturas medias y los errores	Modificaciones realizadas en el SCADA
T <sub>1</sub>	$Y = -0,0027X + 0,0034$	$T_{1SCADA} = T_1 - (-0,0027 \cdot T_1 + 0,0034)$
T <sub>2</sub>	$Y = -0,0147X - 0,7093$	$T_{2SCADA} = T_2 - (-0,0147 \cdot T_2 - 0,7093)$
T <sub>3</sub>	$Y = -0,0052X - 0,220$	$T_{3SCADA} = T_3 - (-0,0052 \cdot T_3 - 0,22)$
T <sub>4</sub>	$Y = -0,0075X + 0,1771$	$T_{4SCADA} = T_4 - (-0,0075 \cdot T_4 + 0,1771)$
T <sub>5</sub>	$Y = -0,0112X + 0,3492$	$T_{5SCADA} = T_5 - (-0,0112 \cdot T_5 + 0,3492)$
T <sub>6</sub>	$Y = -0,0091X - 0,4436$	$T_{6SCADA} = T_6 - (-0,0091 \cdot T_6 - 0,4436)$
T <sub>7</sub>	$Y = 0,0072X + 0,0434$	$T_{7SCADA} = T_7 - (0,0072 \cdot T_7 + 0,0434)$
T <sub>8</sub>	$Y = -0,0107X + 0,3211$	$T_{8SCADA} = T_8 - (-0,0107 \cdot T_8 + 0,3211)$
T <sub>9</sub>	$Y = -0,0097X + 0,2271$	$T_{9SCADA} = T_9 - (-0,0097 \cdot T_9 + 0,2271)$
T <sub>10</sub>	$Y = -0,0115 + 0,206$	$T_{10SCADA} = T_{10} - (-0,0115 \cdot T_{10} + 0,206)$
T <sub>11</sub>	$Y = -0,0064X + 0,0744$	$T_{11SCADA} = T_{11} - (-0,0064 \cdot T_{11} + 0,0744)$
T <sub>12</sub>	$Y = -0,0067 \cdot T_{12} + 0,1348$	$T_{12SCADA} = T_{12} - (-0,0067 \cdot T_{12} + 0,1348)$

## A1.2.2. Calibración de los caudalímetros

Los caudalímetros se han calibrado por comparación, tomando como referencia un caudalímetro electromagnético de la casa ABB, modelo FEP311.032. En la tabla A302-5 se indican las características de dicho caudalímetro y, en la tabla A302-6, los resultados de la calibración en el laboratorio de Asea Brown Boveri S. A. (ABB).

Tabla AI.2-5 Correlación entre las temperaturas medidas y el error de cada una de las sondas.

(ABB) FEP 311, 032	
Desviación máxima	+/- 0,4% del valor medido
Desviación máxima	+/- 0,02% del caudal máximo
Repetibilidad	≤0,11% del valor medido

Tabla AI.2- 6 Ensayos realizados en laboratorio ABB al caudalímetro de referencia.

	Fluido ensayo	Temperatura Ensayo (°C)	F. Caudalímetro patrón (l/min)	F. Caudalímetro referencia (l/min)	Rango de calibración (%)	Error (%)
1	Agua	21,4	56,0210	55,9938	20,01	0,05
2	Agua	21,4	56,0495	56,0455	20,00	0,09
3	Agua	21,4	145,0674	144,9935	51,81	-0,05
4	Agua	21,4	145,1799	145,1237	51,85	-0,04
5	Agua	21,4	257,2322	257,0813	91,87	-0,06
6	Agua	21,4	257,3962	257,1934	91,93	-0,08

Para cada uno de los caudalímetros se ha determinado el error y la incertidumbre expandida en cinco puntos repartidos en el rango de medida utilizado en el banco de ensayos. Los ensayos se han realizado colocando en serie los caudalímetros a calibrar con el caudalímetro de referencia, controlando el caudal y la temperatura con el SCADA

### AI.2.2.1. Determinación del error y de la incertidumbre

El error se ha determinado comparando el valor medio de los valores medidos durante el ensayo con el caudalímetro de referencia, con el valor medio de los valores medidos con el caudalímetro a calibrar, en el mismo espacio de tiempo. La estabilidad se ha determinado como el valor medio de la diferencia entre el valor máximo y el valor mínimo de los valores medidos durante el ensayo por el caudalímetro a calibrar. El procedimiento seguido para calibrar los caudalímetros ha sido el siguiente:

- Los caudalímetros a calibrar se colocaban en serie con el caudalímetro utilizado como referencia (Fr).
- Se ajustaba el caudal a los valores requeridos en el ensayo.
- En cada uno de los puntos a medir, se estabilizaba el caudal durante un tiempo mínimo de 10 minutos. (Se considera que el caudal está estabilizado cuando las variaciones del caudal medido con el caudalímetro de referencia son inferiores al 0,2% del valor medido).

Una vez estabilizado el caudal se tomaban los valores registrados con el SCADA y se hacía lo siguiente:

- Se determinaba el valor medio medido con el caudalímetro de referencia.
- Se determinaba el valor medio medido con el caudalímetro a calibrar, el error absoluto y el error (%) del caudalímetro a calibrar respecto al caudalímetro de referencia y la estabilidad y la estabilidad.

En la Tabla AI.2-7 se muestran los resultados de los ensayos realizados para la calibración de los caudalímetros  $F_2$  y  $F_3$  y, en la Tabla AI.2-8, los resultados de los ensayos realizados para la calibración de los caudalímetros  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_6$ .

Tabla AI.2-7 Resultados de los ensayos realizados para calibración de los caudalímetros  $F_2$  y  $F_3$ .

Ensayo		1	2	3	4	5	6
Caudalímetro Referencia ( $F_{1,r}$ )	$F_m$ (m <sup>3</sup> /h)	1,1	3,3	6,1	8,8	9,8	14,1
	$E_{sta}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1
	DESVEST	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$F_2$	$F_m$ (m <sup>3</sup> /h)	1,1	3,3	6,1	8,9	9,9	14,4
	$E$ (m <sup>3</sup> /h)	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2
	$E$ (%) v,m	0,0	-1,2	0,5	1,4	1,3	1,6
	$E_{sta}$	0,0	0,0	0,0	0,1	0,0	0,0
	DESVEST	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$F_3$	$F_m$ (m <sup>3</sup> /h)	1,0	3,3	6,1	8,9	10,0	-
	$E$ (m <sup>3</sup> /h)	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	-
	$E$ (%) v,m	-3,8	0,0	0,5	1,5	1,5	-
	$E_{sta}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-
	DESVEST	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-

Tabla AI.2-8 Resultados ensayos realizados para calibración de caudalímetros  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_6$ .

Ensayo		1	2	3	4	5
<b>Caudalímetro Referencia (<math>F_{6,r}</math>)</b>	<b><math>F_m</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	1,1	1,9	4,0	5,9	7,3
	<b><math>E_{sta}</math></b>	0,0	0,0	0,0	0,1	0,0
	<b>DESVEST</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	<b><math>F_4</math></b>					
	<b><math>F_m</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	1,0	2,0	4,1	6,0	7,4
	<b><math>E</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1
	<b><math>E</math> (%) <math>v_m</math></b>	1,0	1,6	1,0	1,5	1,7
	<b><math>E_{sta}</math></b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	<b>DESVEST</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	<b><math>F_5</math></b>					
<b><math>F_5</math></b>	<b><math>F_m</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	1,0	2,0	4,1	6,0	7,4
	<b><math>E</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2
	<b><math>E</math> (%) <math>v_m</math></b>	1,0	2,1	1,7	2,2	2,3
	<b><math>E_{sta}</math></b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	<b>DESVEST</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	<b><math>F_7</math></b>					
	<b><math>F_m</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	1,0	1,9	3,9	5,8	7,1
	<b><math>E</math> (m<sup>3</sup>/h)</b>	0,0	0,0	-0,2	-0,1	-0,2
	<b><math>E</math> (%) <math>v_m</math></b>	-2,0	-1,6	-3,7	-2,0	-2,9
	<b><math>E_{sta}</math></b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
<b><math>F_7</math></b>	<b>DESVEST</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

#### AI.2.2.2. Calibración de los caudalímetros por comparación

Para ajustar los valores medidos por los caudalímetros a los valores medidos con el caudalímetro de referencia, en cada uno de los caudalímetros se ha determinado la diferencia entre ambos valores por medio de una regresión lineal, cuyos coeficientes se han introducido en el SCADA, para que los valores leídos en dicho sistema se ajusten a los valores reales.

En la Tabla AI.2-9 se indica la correlación entre el caudal medido y el error de cada uno de los caudalímetros, y las modificaciones realizadas en el SCADA. En las tablas AI.2-10 y AI.2-11 se indican los valores medidos con el SCADA una vez realizadas las modificaciones, y los errores entre dichos valores y el caudalímetro de referencia.

Tabla A1.2-9 Correlación entre caudales y errores y modificaciones realizadas en el SCADA.

Caudalímetro	Correlación entre los caudales medias y los errores	Modificaciones realizadas en el SCADA
$F_1$	-	$F_{1,SCADA} = F_1$
$F_2$	$Y = 0,0191X - 0,0664$	$F_{2,SCADA} = F_2 - (0,0191F_2 - 0,0664)$
$F_3$	$Y = 0,0212X - 0,068$	$F_{3,SCADA} = F_3 - (0,0212F_3 - 0,068)$
$F_4$	$Y = 0,0166X - 0,0098$	$F_{4,SCADA} = F_4 - (0,0166F_4 - 0,0098)$
$F_5$	$Y = 0,0241X - 0,0151$	$F_{5,SCADA} = F_5 - (0,0241F_5 - 0,0151)$
$F_6$	-	$F_{6,SCADA} = F_6$
$F_7$	$Y = -0,0291X + 0,008$	$F_{7,SCADA} = F_7 - (0,0291F_7 + 0,008)$
FX = Valor medido por los caudalímetros FXSCAD = Valor leído en el SCADA una vez realizadas las modificaciones		

Tabla A1.2-10. Errores de medida de los caudalímetros  $F_2$  y  $F_3$ , una vez realizadas las modificaciones en el SCADA.

Ensayo		1	2	3	4	5	6
<b>Caudalímetro Referencia (<math>F_{1,r}</math>)</b>	$F_m$ (m³/h)	1,05	3,32	6,07	8,77	9,81	14,13
	$F_m$ (m³/h)	1,1	3,28	6,05	8,79	9,82	14,14
	$E$ (m³/h)	0,05	-0	-0	0,02	0,01	0,01
	$E$ (%) v,m	4,8	-1	-0,3	0,23	0,1	0,07
<b><math>F_2</math></b>	$F_m$ (m³/h)	1,06	3,32	6,04	8,78	9,82	-
	$E$ (m³/h)	0,01	0,01	0	0,01	0,01	-
	$E$ (%) v,m	0,95	0,01	-0,5	0,11	0,1	-

Tabla A.2-11 Errores de medida de los caudalímetros  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_6$ , una vez realizadas las modificaciones en el SCADA.

Ensayo		1	2	3	4	5
<b>Caudalímetro Referencia (<math>F_{6,r}</math>)</b>	$F_m$ (m³/h)	1	1,9	4,03	5,9	7,27
	$F_m$ (m³/h)	1,01	1,92	4,01	5,9	7,27
	$E$ (m³/h)	0,01	0,01	-0,02	0	0,01
	$E$ (%) v,m	0,01	0,01	-0,5	0	0,01
<b><math>F_4</math></b>	$F_m$ (m³/h)	1,01	1,93	4,02	5,9	7,28
	$E$ (m³/h)	0,01	0,01	-0,01	0	0,01
	$E$ (%) v,m	0	0,52	-0,25	0	0,14
<b><math>F_5</math></b>	$F_m$ (m³/h)	1,01	1,94	3,98	5,9	7,26
	$E$ (m³/h)	0,01	0,02	-0,05	0	-0,01
	$E$ (%) v,m	0	1,04	-1,2	0,7	-0,14
E% v,m = Error en % sobre el valor medido. E (m³/h) = El error entre el valor medido por el SCADA y el caudalímetro de referencia.						



### AI.2.2.3. Determinación de la incertidumbre en la medida de caudales

Para determinar la incertidumbre en la medida de caudales se han tenido en cuenta los siguientes parámetros:

- Desviación estándar del caudalímetro de referencia (repetibilidad).
- Calibración del caudalímetro de referencia.
- Resolución del caudalímetro de referencia.
- Deriva del caudalímetro de referencia.
- Desviación estándar del caudalímetro a calibrar (repetibilidad).
- Resolución del caudalímetro a calibrar.
- Estabilidad del caudal de ensayo.

En la tabla AI.2-12 se indica la incertidumbre de los caudalímetros  $F_2$  y  $F_3$ , y en la tabla AI.2-13, la incertidumbre de los caudalímetros  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_6$ .

Tabla AI.2-12 Incertidumbre expandida en función del caudal de ensayo. (Caudalímetros  $F_2$  y  $F_3$ ).

Caudalímetro de referencia ( $m^3/h$ )		0	1,05	3,32	6,08	8,77	9,81	14,3	Incertidumbre expandida máxima
Incertidumbre expandida	$F_2$	0	0,25	0,15	0,14	0,15	0,15	0,18	0,25
	$F_3$	0	0,2	0,06	0,05	0,08	0,07	-	0,2

Tabla AI.2-13 Incertidumbre expandida en función del caudal de ensayo (caudalímetro  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_6$ ).

Caudalímetro de referencia ( $F_6$ $m^3/h$ )		0	1,01	1,9	4,03	5,9	7,27	Incertidumbre expandida máxima
Incertidumbre expandida	$F_4$	0	0,06	0,065	0,10	0,10	0,06	0,10
	$F_5$	0	0,06	0,065	0,07	0,13	0,06	0,13
	$F_7$	0	0,06	0,065	0,07	0,12	0,06	0,12

### AI.2.3. Prestaciones del sistema de tratamiento de aire

El sistema de tratamiento de aire (Figura AI.2-4) está formado básicamente por el sistema de suministro de agua fría, la unidad de tratamiento de aire (UTA), y la cámara climática.

Las prestaciones de dichos sistemas vienen determinadas por el calor que puede extraer de la cámara climática, por la temperatura mínima que se puede conseguir dentro de dicha cámara, y por la capacidad el sistema para controlar la temperatura y la humedad del aire a los valores requeridos en los ensayos.

Para determinar la prestaciones del sistema, se arrancó la bomba de calor agua/agua ali-  
 neada a la unidad de tratameinto de aire (UTA) con el punto de consigna del control de  
 agua fría a 6°C; se arrancó el ventilador de la UTA a su velocidad nominal; se colocó una  
 estufa eléctrica y un humidificador dentro la cámara climática; y se realizaron ensayos  
 con: 10 kW, 20 kW y 35 KW. Para cada una de las potencias se determinó la temperatura  
 mínima que se puede conseguir dentro de la cámara climática y la capacidad del sistema  
 para controlar la temperatura mínima. En los ensayos de 20 kW y 30 kW se determinó la  
 capacidad del sistema para controlar la temperatura a 40°C y en el de 20 kW. También se  
 determinó la capacidad del sistema para controlar la humedad dentro de la cámara.

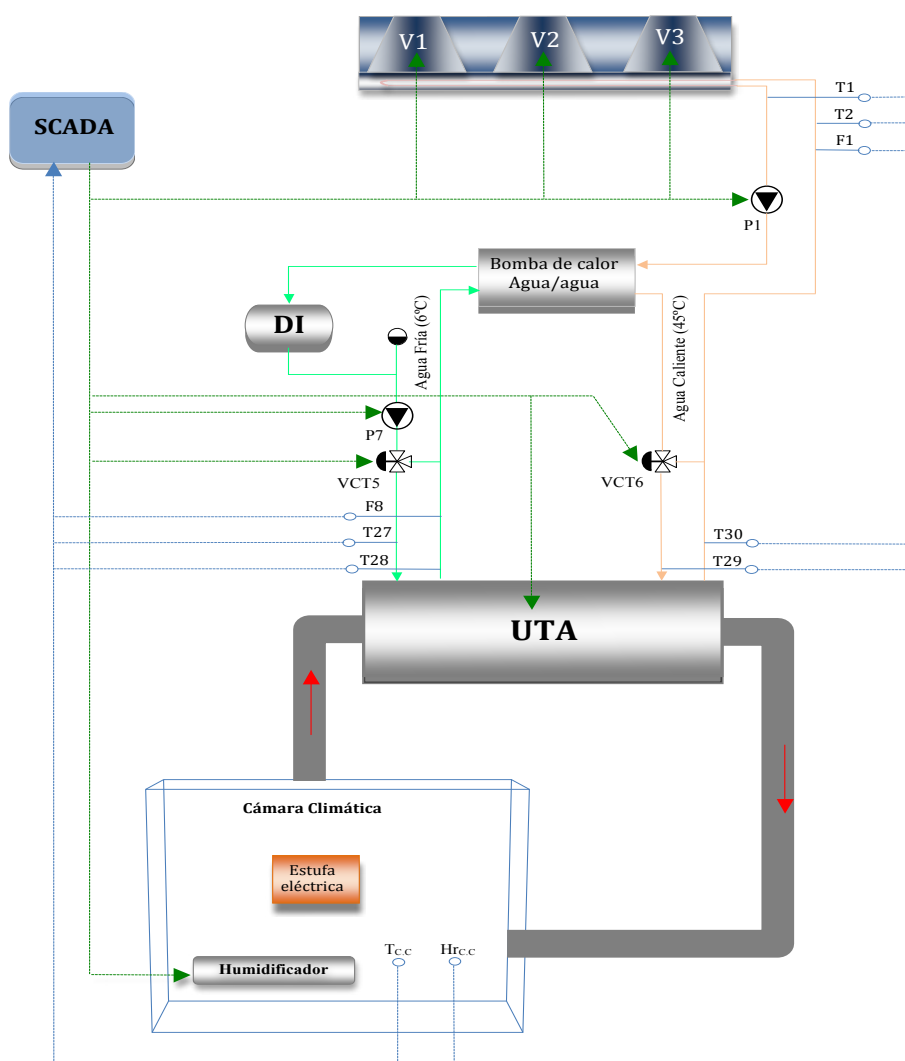


Figura AI.2-3. Esquema simplificado para determinar las prestaciones del sistema de tratamiento de aire.

### AI.2.3.1. Determinación de la temperatura mínima

Para un determinado caudal de aire, la temperatura mínima que se puede conseguir dentro de la cámara climática depende de la potencia a evacuar, la temperatura y el caudal de agua fría que circula por la batería de agua fría, y del coeficiente global de transferencia de calor de la batería de agua fría de la UTA (UAUTA). En la Tabla AI.2-15 se muestran los resultados obtenidos en función de la potencia suministrada por la resistencia eléctrica.

Tabla AI.2-14 Temperaturas mínimas que se pueden conseguir dentro de la cámara climática, en función de la energía que hay que evacuar.

P <sub>i</sub> (Estufas) (kW)	T <sub>27,m</sub> (°C)	T <sub>c/c,m</sub> (°C)	Hr <sub>c/c</sub> (%)	F <sub>8,m</sub> (m³/h)	Estabilidad del aire (°C)
10	8,8	17,1	28,9	13,55	≤ 0,5
20	6,5	23,1	37,6	13,43	≤ 0,6
35	6,5	33	22,7	13,5	≤ 0,9

### AI.2.3.2. Control de la temperatura de aire dentro de la cámara

Para determinar la capacidad del sistema de controlar la temperatura del aire a los valores requeridos en los ensayos, se realizaron dos ensayos, uno con 20 kW y otro con 30 kW. El ensayo de 20 kW se realizó con el punto de consigna de agua fría de la bomba de calor a 18°C y el de 30 kW con el punto de consigna en 9°C y en ambos ensayos se fijó el punto de consigna de la VCT5 en 40°C. En la Tabla AI.2-16 se muestran los resultados de los ensayos realizados.

Tabla AI.2-15 Resultado del ensayo realizado controlando la temperatura a la salida de la cámara evacuando 20 kW y 30 kW.

P <sub>i</sub> (Estufas) (kW)	T <sub>27,m</sub> (°C)	T <sub>c/c,m</sub> (°C)	Hr <sub>c/c</sub> (%)	F <sub>8,m</sub> (m³/h)	Estabilidad del aire (°C)
20	19,1	40	8,8	-	<±0,65
35	7	40,1	17,6	-	<±1,1

### AI.2.3.3. Controlar la humedad del aire dentro de la cámara

Para determinar la capacidad del sistema de controlar la temperatura y la humedad del aire a los valores requeridos en los ensayos, se realizó un ensayo en el que se realizaron las siguientes

acciones: se conectó la resistencia eléctrica con 20 kW, se fijó el punto de consigna de agua fría de la bomba de calor en 19°C, y se fijó el punto de consigna de la VCT<sub>5</sub> (control de temperatura del aire de la cámara climática) en 29°C. El control de humedad se realizó de forma manual, arrancando y parando el humidificador. En la tabla AI.2-17 se muestran los resultados de los ensayos realizados.

Tabla AI.2-16 Resultado del ensayo realizado controlando la temperatura y la Hr, evacuando 20kW.

P <sub>r</sub> (Estufas) (kW)	T <sub>27,m</sub> (°C)	T <sub>c/c,m</sub> (°C)	Hr <sub>c/c</sub> (%)	F <sub>8,m</sub> (m³/h)	Estabilidad del aire (°C)
20	18,79	29	64,3	-	<±7,05

Con este ensayo, se ha comprobado que es viable controlar la temperatura y la humedad del aire a la entrada en la cámara a los valores requeridos en los ensayos, manteniendo la estabilidad de temperatura y humedad del aire dentro de los límites exigibles en la normativa aplicable en los ensayos de las máquinas refrigeradas por aire.

#### AI.2.3.4. Caracterización de la batería de agua fría

El objetivo es determinar de forma experimental el coeficiente global de transferencia de calor ( $UA_{exp}$ ), en función del caudal y temperaturas del aire y del agua.

Para medir el caudal y temperaturas de agua, se ha utilizado la instrumentación propia del banco de ensayos. La temperatura del aire a la entrada y salida de la UTA se ha medido con dos sondas de temperatura (termopares tipo J), y se ha registrado con un equipo de adquisición de datos (Agilent modelo 34 970 A).

La ( $UA_{exp}$ ) se ha determinado evacuando 30 kW de la cámara climática, con el caudal nominal de agua y de aire de la batería (14 m³/h de agua y ventilador de la UTA a su velocidad nominal), aplicando la ecuación:

$$Ua_{exp} = \frac{q_{inter}}{F \cdot \Delta T_{LM}}$$

Siendo:

**F**- Factor de corrección para intercambiadores de flujo cruzado con fluidos no mezclados.

**q<sub>inter</sub>** - Calor intercambiado entre el circuito de agua y el circuito de aire.

**A**- Área de intercambio entre el circuito de agua y el circuito de aire.

El calor intercambiado ( $q_{\text{inter}}$ ) se ha calculado en función de los valores medios del caudal y temperatura de agua ( $F_g$ ) y ( $T_{27}$  y  $T_{28}$ ) medidos en 30 minutos con ambos parámetros estabilizados.

Para determinar el caudal de aire que circula por la batería de agua fría, suponemos que en condiciones estables de caudal y temperatura, el calor cedido por el aire, pasa en su totalidad al agua que circula por la batería, y aplicamos la ecuación:

$$q_{\text{inter}} = UA \cdot \Delta T_{\text{LM}} F_{\text{ai}} = \frac{q_{\text{inter}}}{\rho_{\text{ai}} \cdot C_{p_{\text{ai}}} \cdot (T_{\text{E.ai}} - T_{\text{S.ai}})}$$

#### AI.2.3.4.1. Procedimiento de ensayos

El alineamiento del banco para determinar ( $UA_{\text{exp}}$ ) es el indicado en el esquema simplificado de la figura AI.2-4 y el procedimiento realizado ha sido el siguiente: Se puso el punto de consigna del agua fría de la bomba de calor a 19°C y el ventilador de la UTA trabajando a su velocidad nominal; se conectó la estufa eléctrica con 30 kW. Una vez estabilizadas las temperaturas de aire y del agua, se tomaron las lecturas registradas por el SCADA y por la Agilent en 30 minutos y se determinaron los valores medios de caudal de agua y temperaturas de aire y de agua. Seguidamente se determinó la  $\Delta T_{\text{LM}}$  y los parámetros R y P, que permiten determinar el factor F, aplicando las siguientes ecuaciones:

$$\Delta T_{\text{LM}} = \frac{(T_{\text{E.ai}} - T_{28}) - (T_{\text{S.ai}} - T_{27})}{\ln \left( \frac{(T_{\text{E.ai}} - T_{28})}{(T_{\text{S.ai}} - T_{27})} \right)}$$

$$P = \frac{T_{\text{E.ai}} - T_{\text{S.ai}}}{T_{28} - T_{27}}$$

$$P = \frac{T_{28} - T_{27}}{T_{\text{E.ai}} - T_{27}}$$

#### AI.2.3.4.2. Resultados de los ensayos

En la Tabla AI.2-18 se muestran los valores de temperaturas, caudales, potencia, factor de corrección para intercambiadores de flujo cruzado (F), y el valor de  $UA_{\text{exp}}$  obtenido en los ensayos realizados.

Tabla A1.2-17 Resultado del ensayo realizado para determinar  $UA_{exp}$  de la batería de agua fría de la UTA.

$T_{E,ai}$ (°C)	$T_{S,ai}$ (°C)	$T_{E,ag}$ (°C) $T_{27}$	$T_{S,ag}$ (°C) $T_{28}$	$Q_{ag}$ (kW) $F_8$	$F_{ai}$ (m³/h)	$F_{ag}$ (m³/h) $F_8$	$\Delta T_1$ (°C)	$\Delta T_2$ (°C)	$\Delta T_{LM}$ (°C)	Factor corrección F			$UA_{exp}$
										R	P	F	
41,7	21,5	18,3	20,0	26,9	3.948,7	13,7	21,7	3,2	9,7	11,9	0,1	1,0	2,8

### A1.2.3.5. Comentarios a los ensayos realizados para determinar las prestaciones del sistema de tratamiento de aire

**a.** El sistema de tratamiento de aire está diseñado para canalizar el aire de la salida de la UTA a la entrada del equipo a refrigerar. Para poder hacer este acoplamiento es necesario que el caudal requerido en el equipo a ensayar sea igual o inferior al caudal nominal de la UTA (3900 m³/h). Para caudales inferiores al nominal de la UTA, se ajusta el caudal al valor requerido, actuando sobre el variador de frecuencia del ventilador de la UTA. Con esta configuración se consigue que la temperatura y la humedad del aire a la entrada del equipo sea uniforme.

Para ensayos en los que el caudal de aire requerido en el equipo a ensayar es superior al caudal de extracción/suministro de la UTA, no se puede hacer el acople directo de salida de la UTA a la entrada del equipo. Esta configuración genera corrientes de circulación de aire dentro de la cámara y da lugar a estratificaciones de temperatura. Las estratificaciones de temperatura dentro de la cámara van a depender de la diferencia entre el caudal de aire de la UTA y el caudal de aire del equipo, por donde aspira e impulsa el aire el equipo a ensayar.

**b.** La temperatura mínima a la que se pueden ensayar los equipos dentro de la cámara climática depende de la energía que hay que evacuar de dicha cámara. La temperatura mínima conseguida a la salida de la cámara evacuando 10kW ha sido de 17,11°C; 23.89 °C para 20 kW y 33°C para 35 kW.

Suponiendo que los valores calculados de  $UA_{exp}$  se mantienen constantes, la temperatura mínima que se puede conseguir a la entrada y salida de la cámara, viene determinada por las siguientes ecuaciones:

$$q_{inter} = (T_{28} - T_{27}) \cdot F_{ag} \cdot C_{p_{ag}} \cdot \rho_{ag}$$

$$q_{inter} = (T_{E,ai} - T_{S,ai}) \cdot F_{ai} \cdot C_{p_{ai}} \cdot \rho_{ai}$$

$$q_{\text{inter}} = UA \cdot \Delta T_{\text{LM}}$$

Siendo:

$F_{\text{ag}}$  - Caudal de agua que circula por la batería de agua fría ( $F_g$ ) = 13,6 m³/h.

$F_{\text{ai}}$  - Caudal de agua que circula por la batería de agua fría = 4.900 m³/h.

$T_{27}$  - Temperatura del agua a la entrada de la UTA = 6°C.

$T_{28}$  - Temperatura del agua a la salida de la UTA.

$T_{\text{E.ai}}$  - Temperatura del aire a la entrada de la UTA.

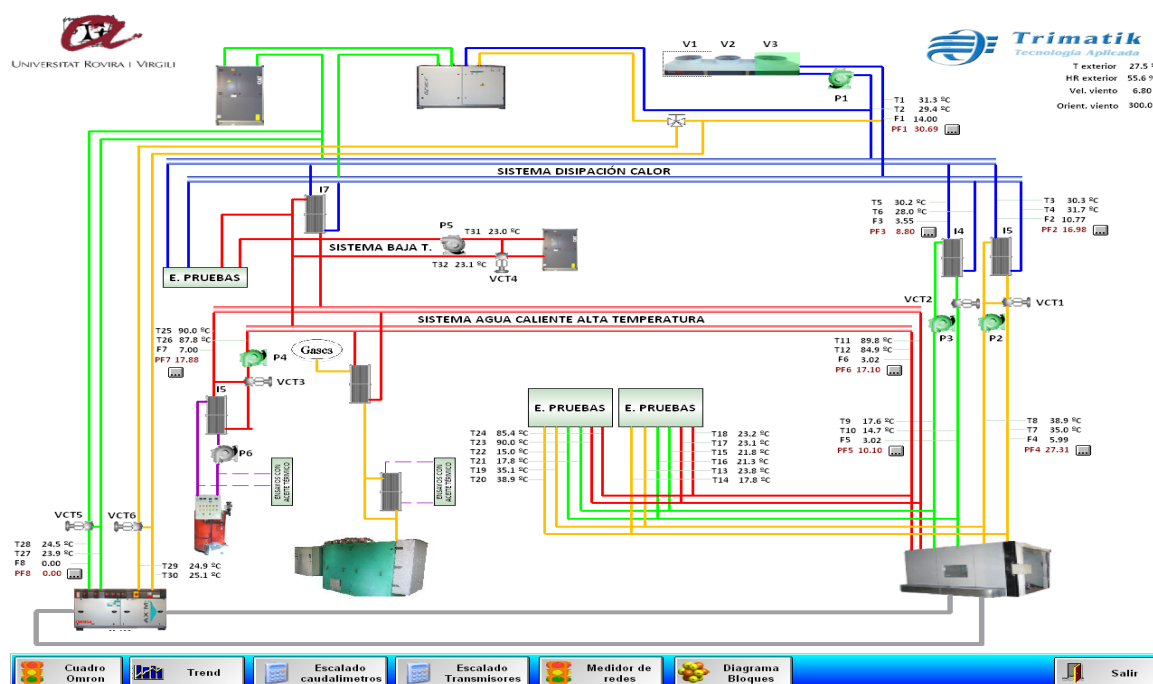
$T_{\text{s.ai}}$  - Temperatura del aire a la salida de la UTA.

UA- Coeficiente global de transferencia de calor = 2,86 (kW/k).

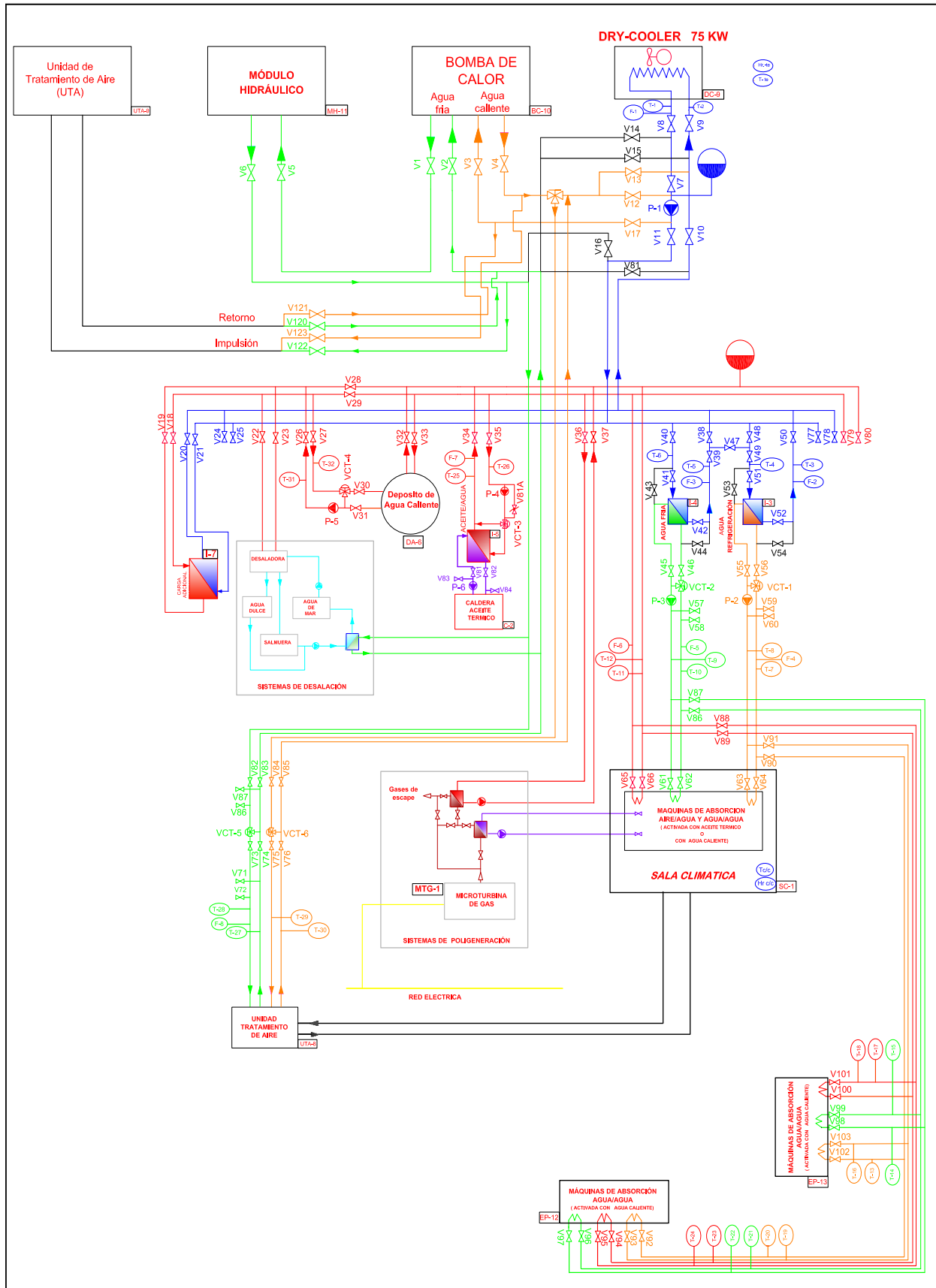
c. El sistema de tratamiento de aire permite controlar la temperatura y la humedad dentro de la cámara climática a los valores requeridos en los ensayos manteniendo la estabilidad de temperatura dentro de un rango  $\pm 0,9^\circ\text{C}$ , respecto a la temperatura fijada para el ensayo.

Para controlar la Hr a la salida de la UTA está previsto implementar un sistema de control automático del humidificador que permita trabajar con una estabilidad de la humedad Hr, dentro de un rango de  $\pm 1\%$  del valor fijado para los ensayos.

## Al.3. Pantallas del SCADA y diagrama completo de los circuitos hidráulicos



Al.3.1 Pantalla del SCAD ensayando una enfriadora de absorción conectada en la estación de pruebas EP3.



Al.3.2 Diagrama completo del circuito hidráulico del banco de ensayos.



## Al.4. Resultados de los ensayos controlando la potencia de la maquina con la temperatura del condensador/absorbedor

### Al.4.1. Ensayos realizados con el 75% de carga

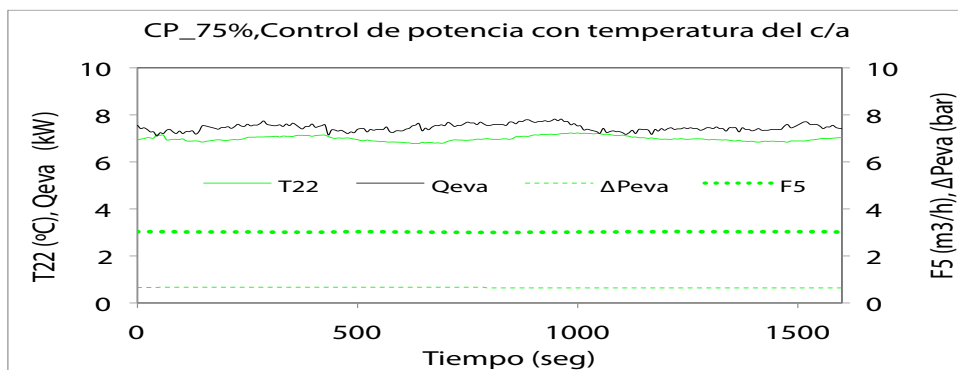


Figura Al.4-1 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

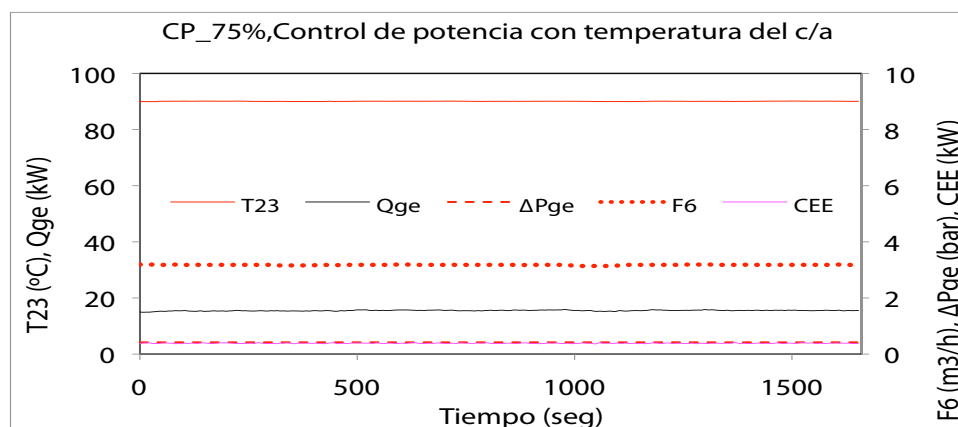


Figura Al.4-2 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

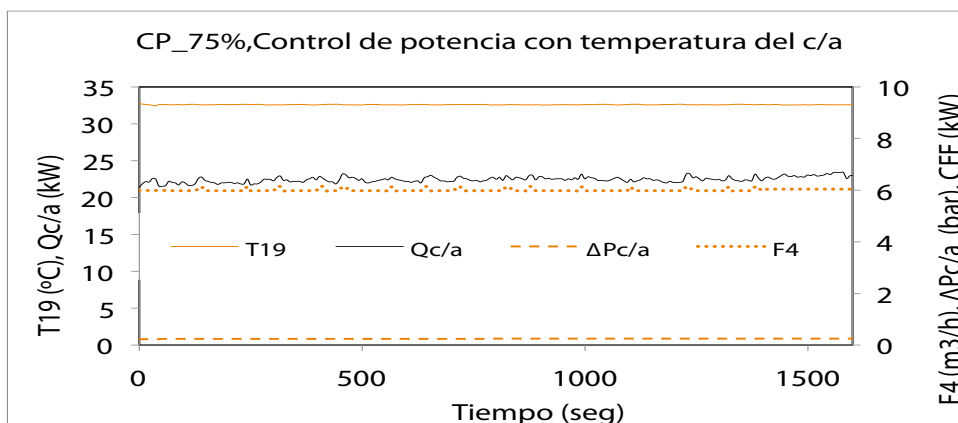


Figura Al.4-3 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.4.2. Ensayos realizados con el 50% de carga

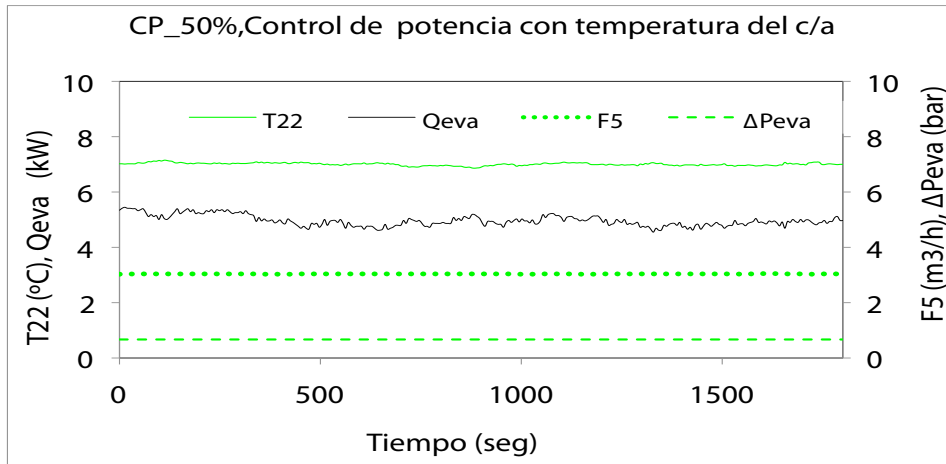


Figura Al.4-4 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

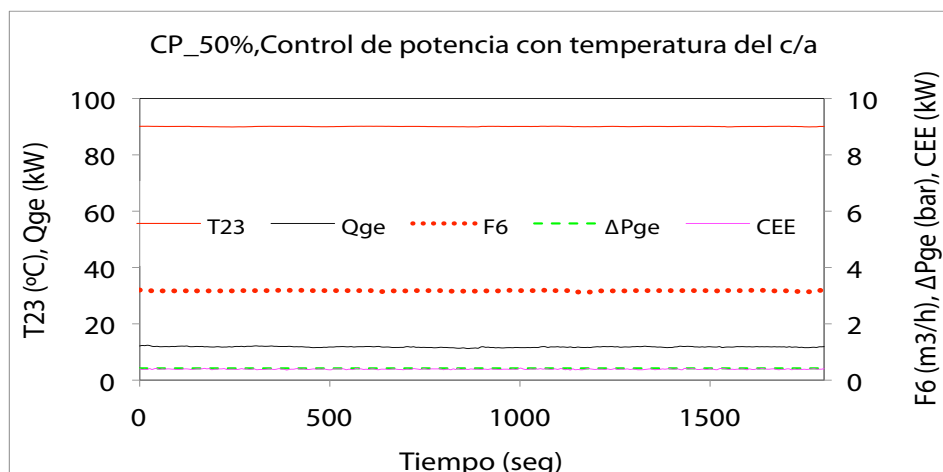


Figura Al.4-5 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

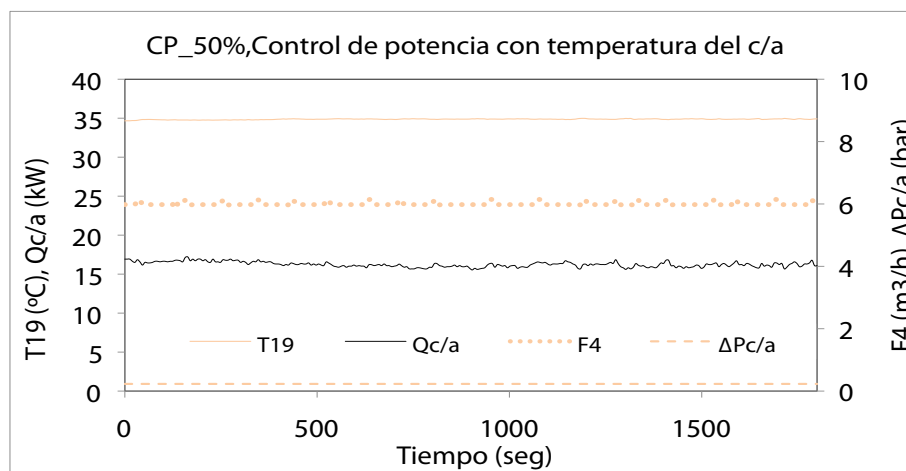


Figura Al.4-6 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.4.3 Ensayos realizados con el 25% de carga

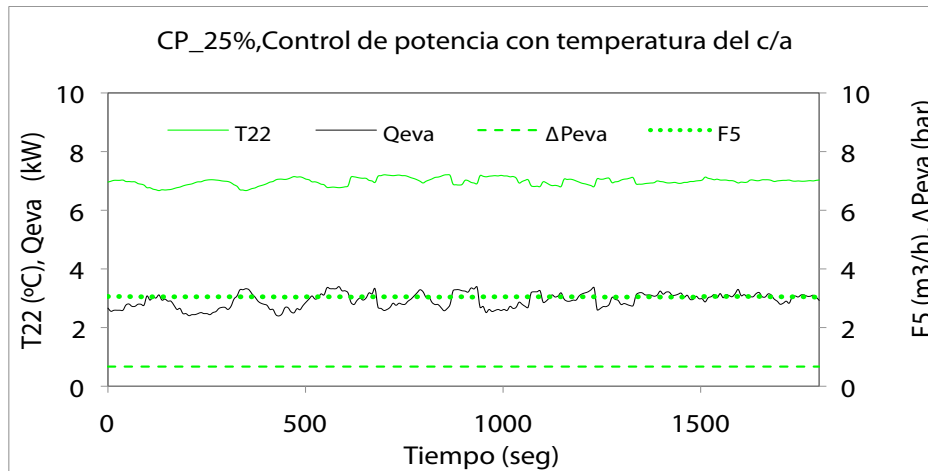


Figura Al.4-7 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

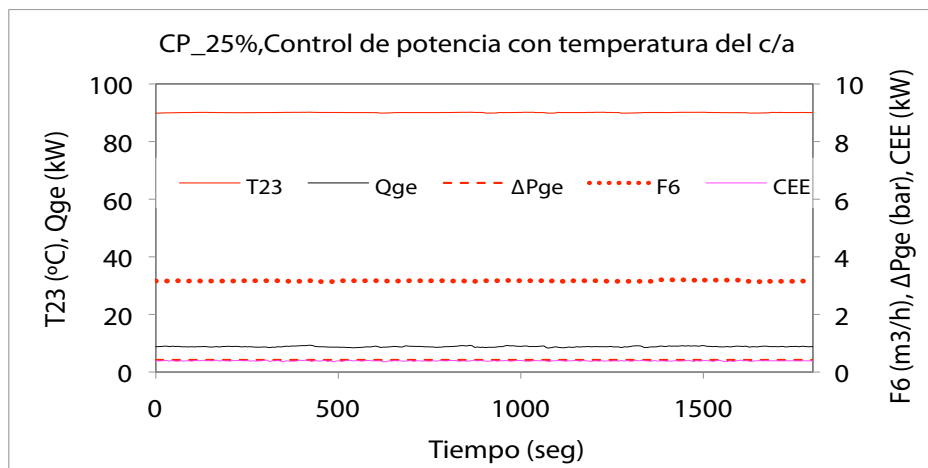


Figura Al.4-8 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

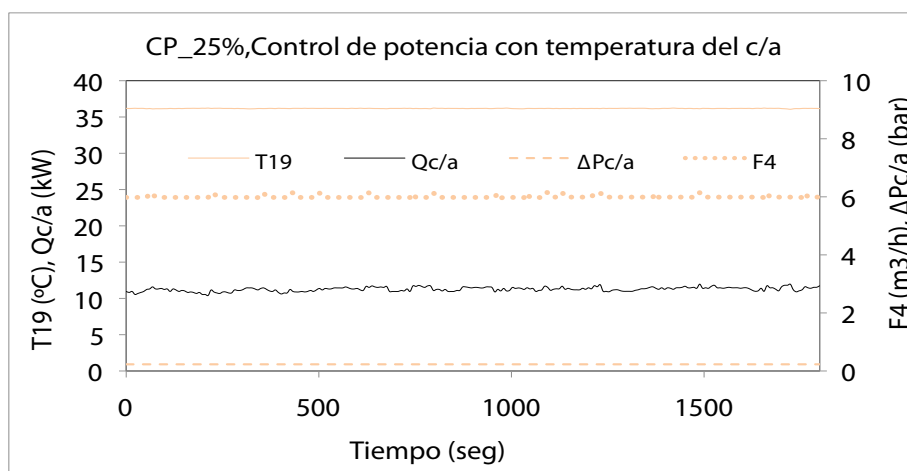


Figura Al.4-9 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.5. Resultados de los ensayos controlando la potencia maquina con la temperatura del generador

### Al.5.1. Ensayos realizados con el 75% de carga

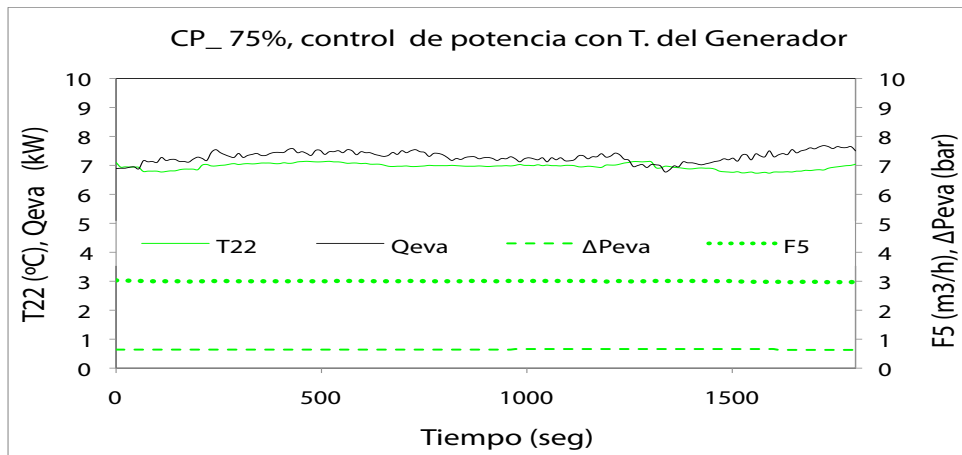


Figura Al.5-1 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

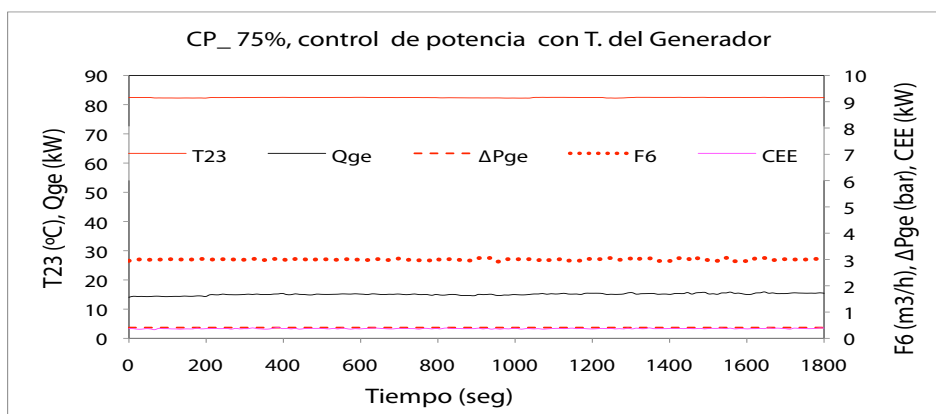


Figura Al.5-2 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

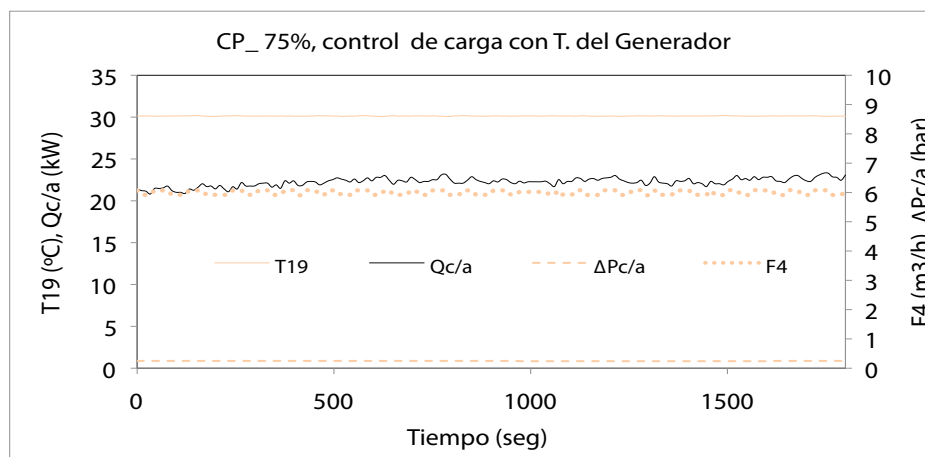


Figura Al.5-3 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.5.2. Ensayos realizados con el 50% de carga

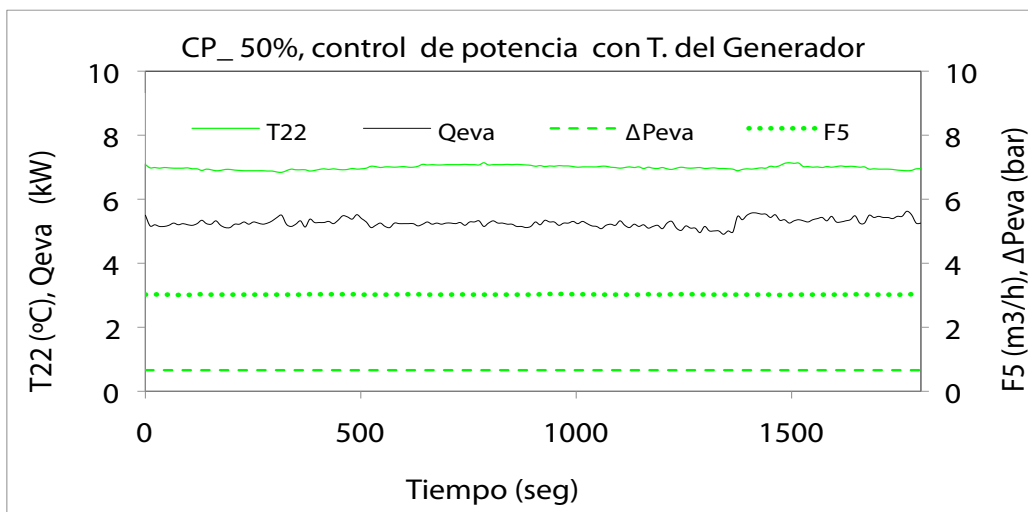


Figura Al.5-4 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

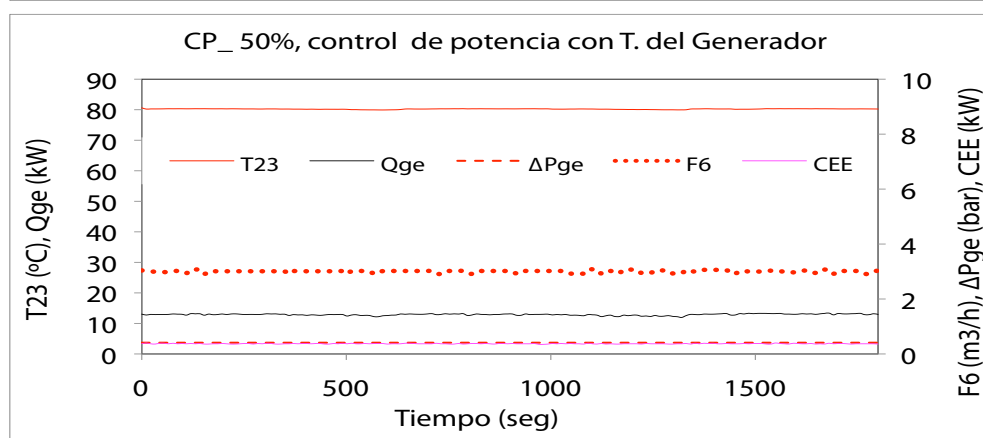


Figura Al.5-5 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

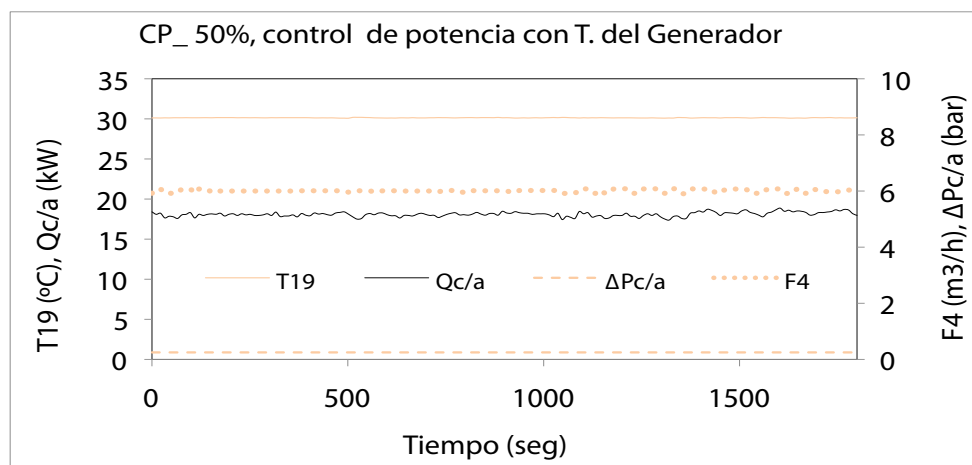


Figura Al.5-6 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

### Al.5.3. Ensayos realizados con el 25% de carga

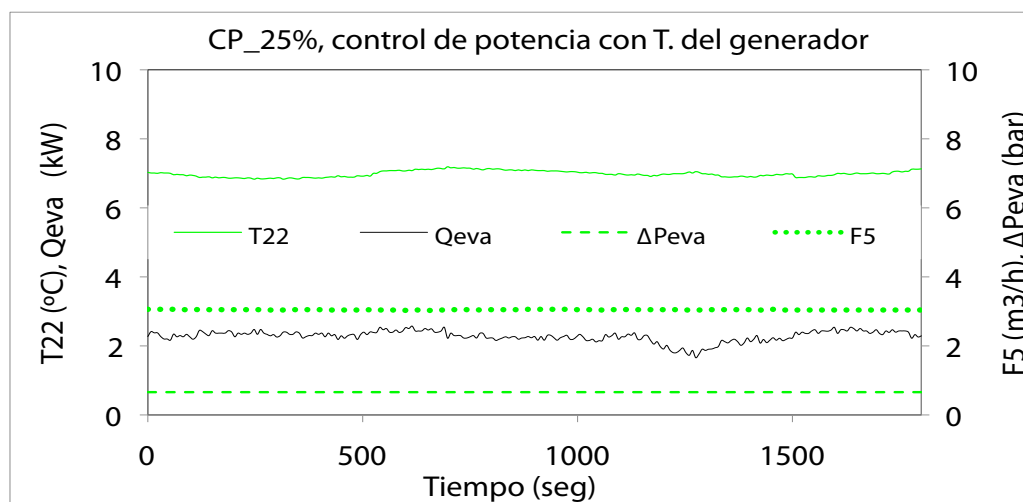


Figura Al.5-7 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

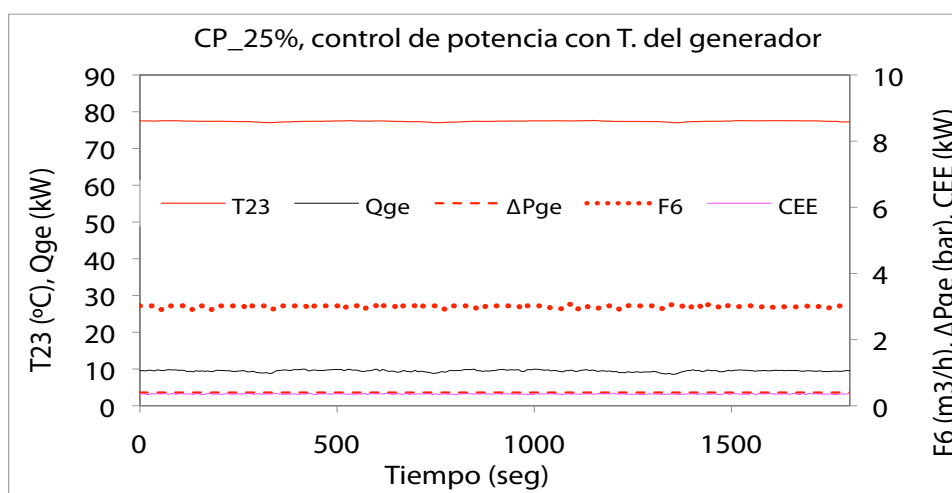


Figura Al.5-8 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

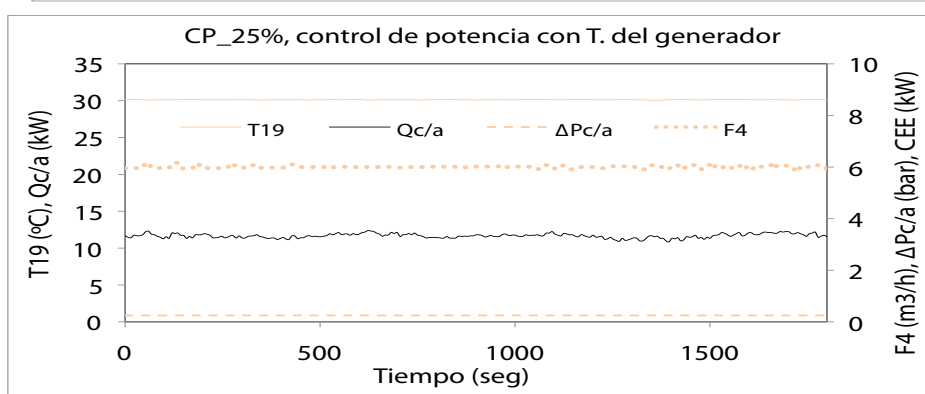


Figura Al.5-9 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.6. Resultados de los ensayos controlando la potencia maquina con el caudal del generador

### Al.6.1. Ensayos realizados con el 85% de carga

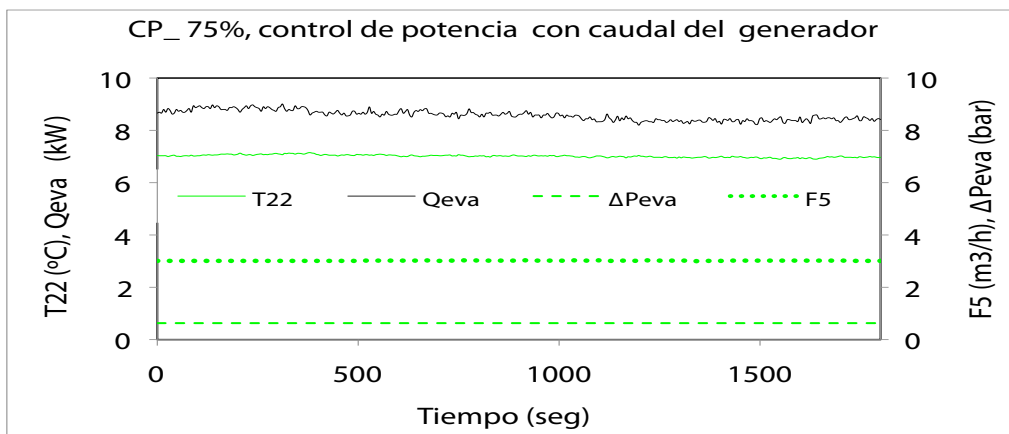


Figura Al.6-1 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

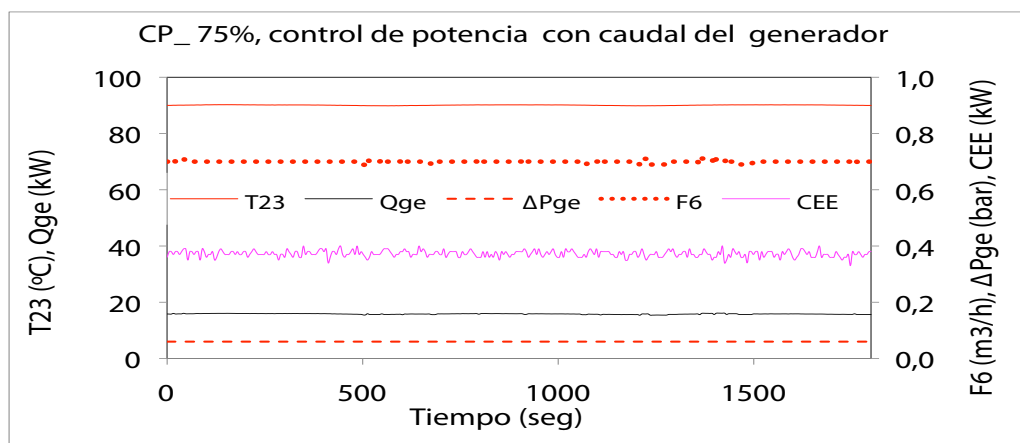


Figura Al.6-2 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

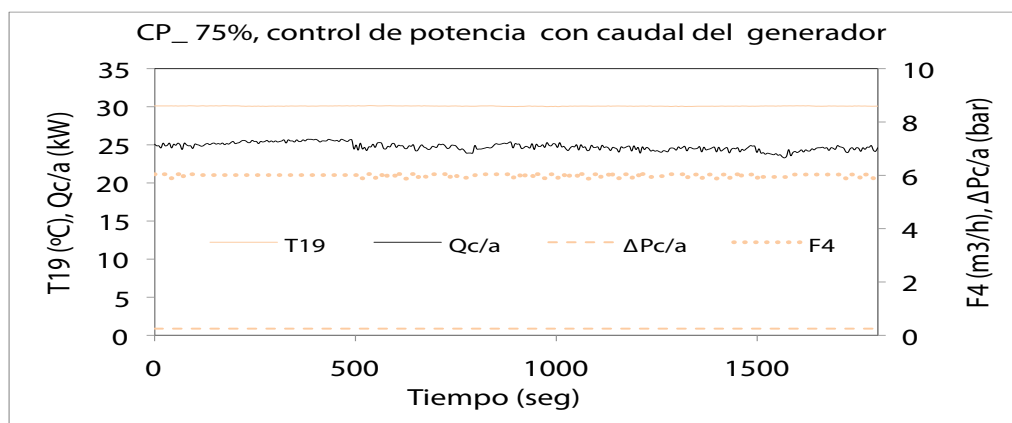


Figura Al.6-3 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.6.2. Ensayos realizados con el 50% de carga

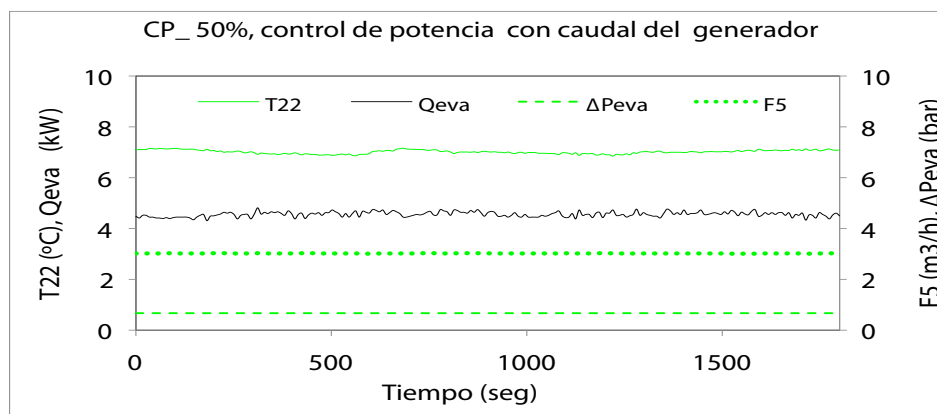


Figura Al.6-4 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

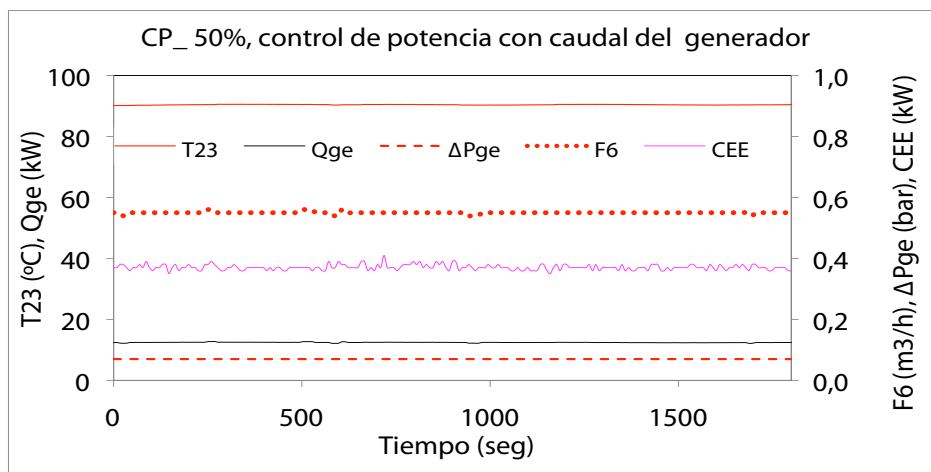


Figura Al.6-5 Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

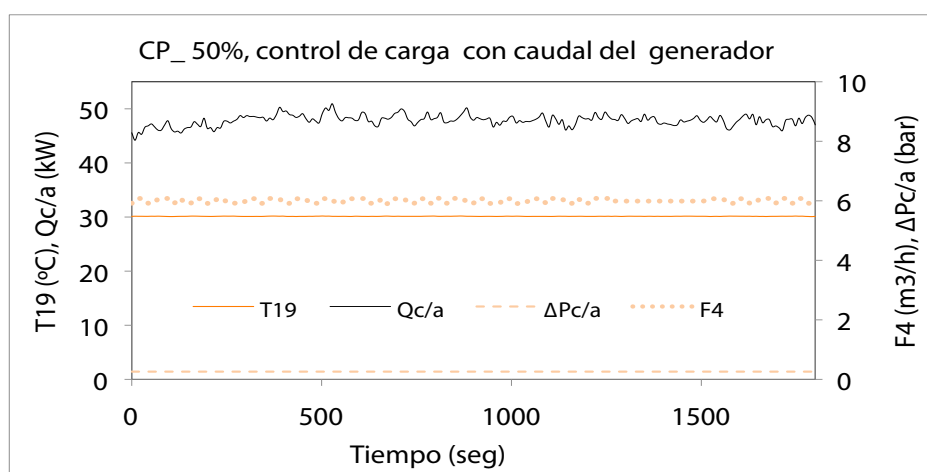


Figura Al.6-6 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.



## Al.6.3. Ensayos realizados con el 25% de carga

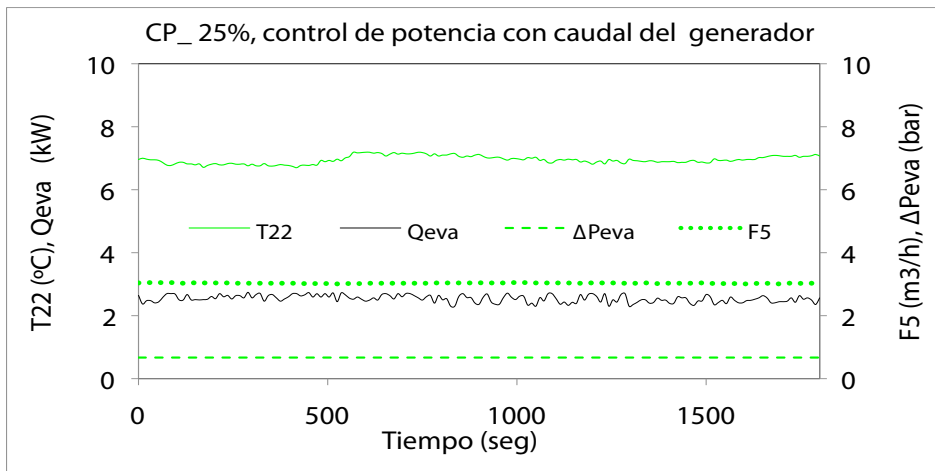


Figura Al.6-7 Temperatura, caudal, presión y potencia del evaporador.

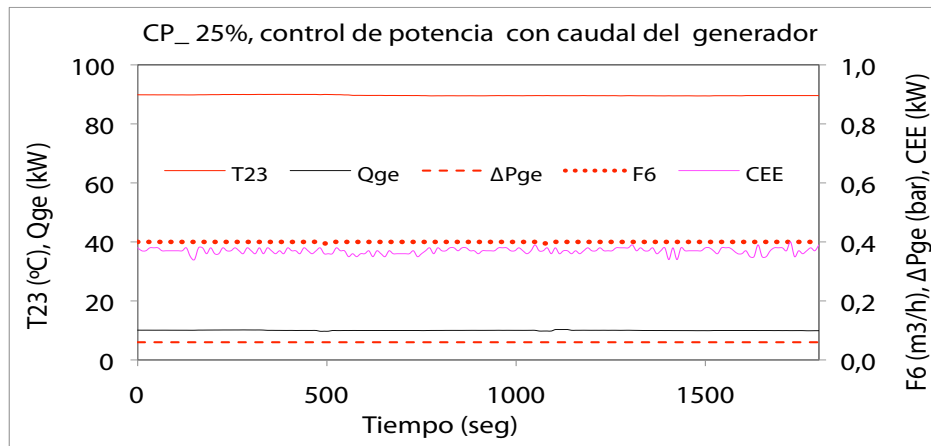


Figura Al.6-8. Temperatura, caudal, presión y potencia del generador y consumo de energía eléctrica.

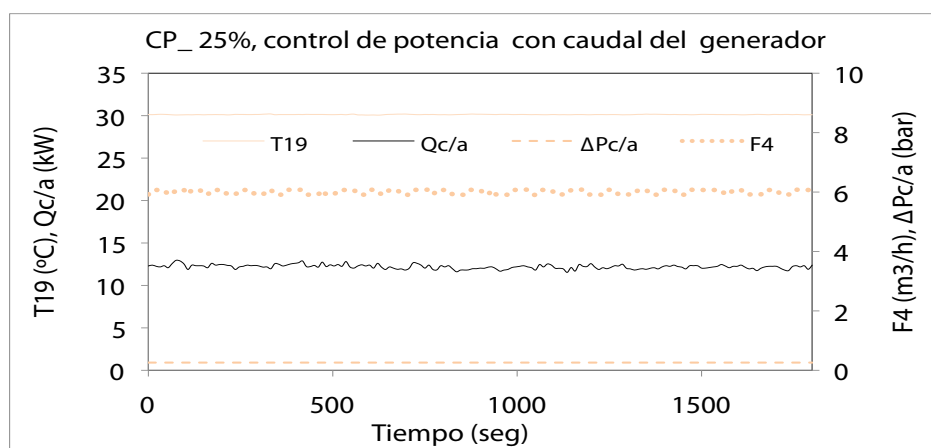


Figura Al.6-9 Temperatura, caudal, presión y potencia del condensador/absorbedor.

## Al.7. Resultados de los ensayos con sistema de control ON/OF manteniendo las Bombas $P_2$ y $P_4$ en marcha

### Al.7.1 Ensayos con carga parcial del 75%

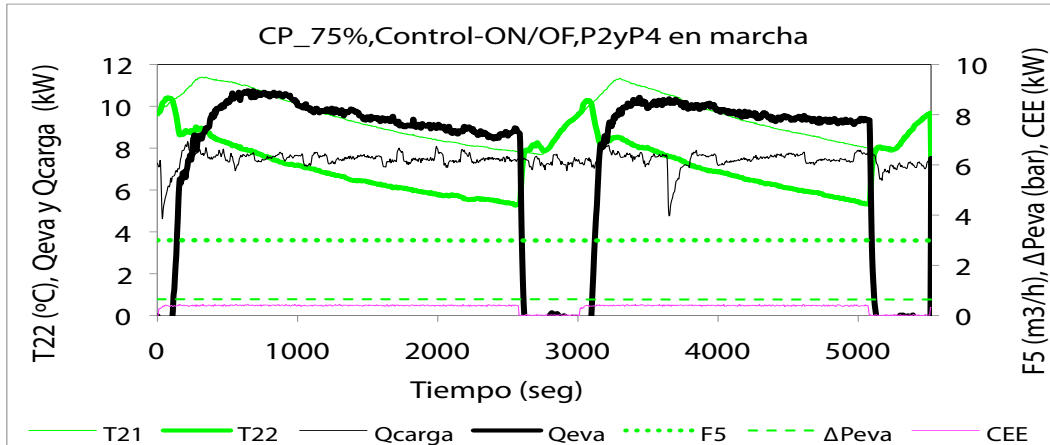


Figura Al.7.1. Temperatura, caudal, presión, potencia del evaporadora y consumo de energía eléctrica.

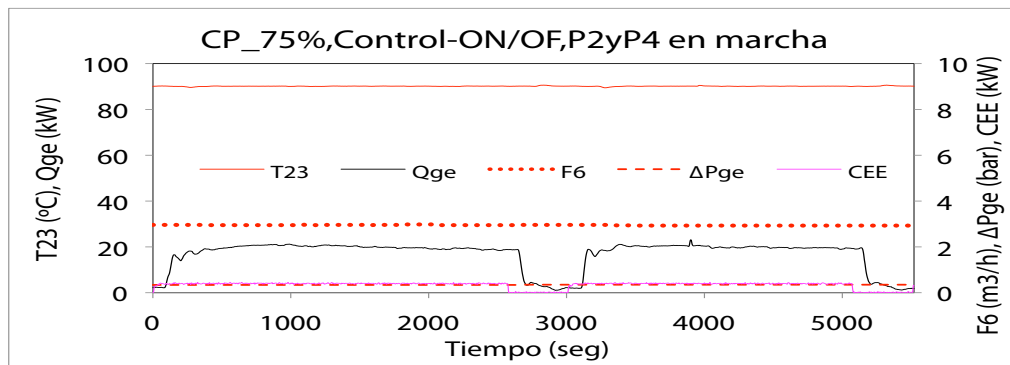


Figura Al.7-2 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

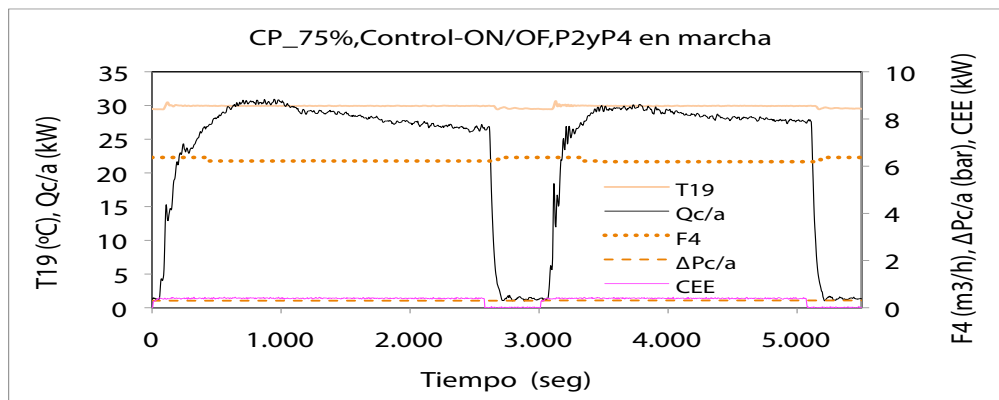


Figura Al.7-3 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

## Al.7.2. Ensayos con carga parcial del 50%

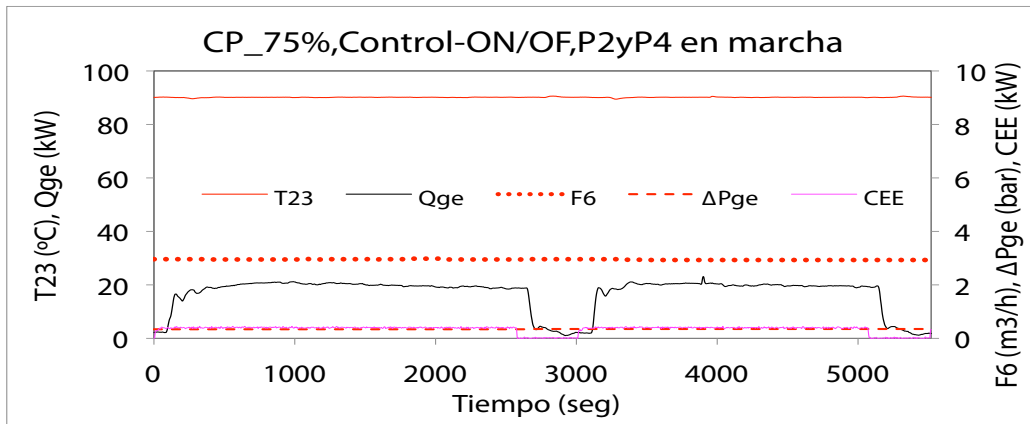


Figura Al.7-4.Caudal, temperatura, potencias y caída de presión

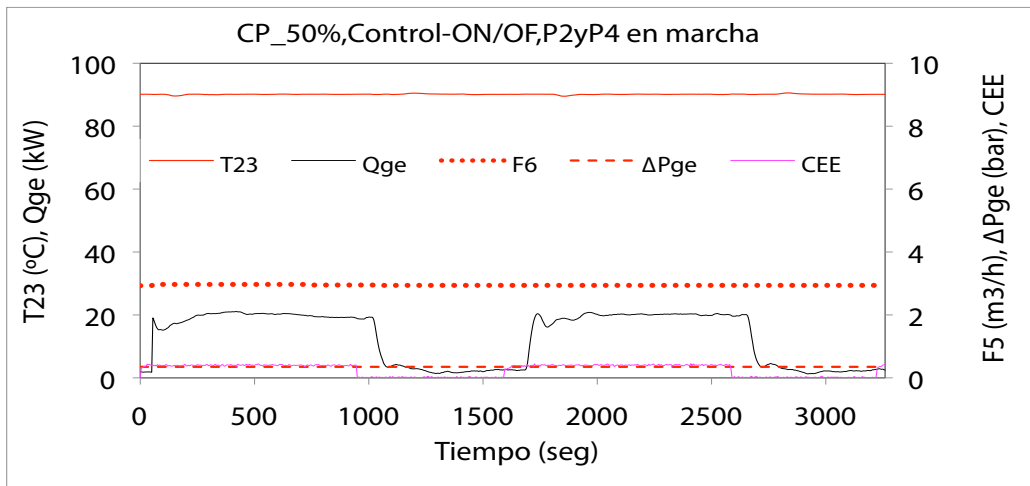


Figura Al.7-5Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

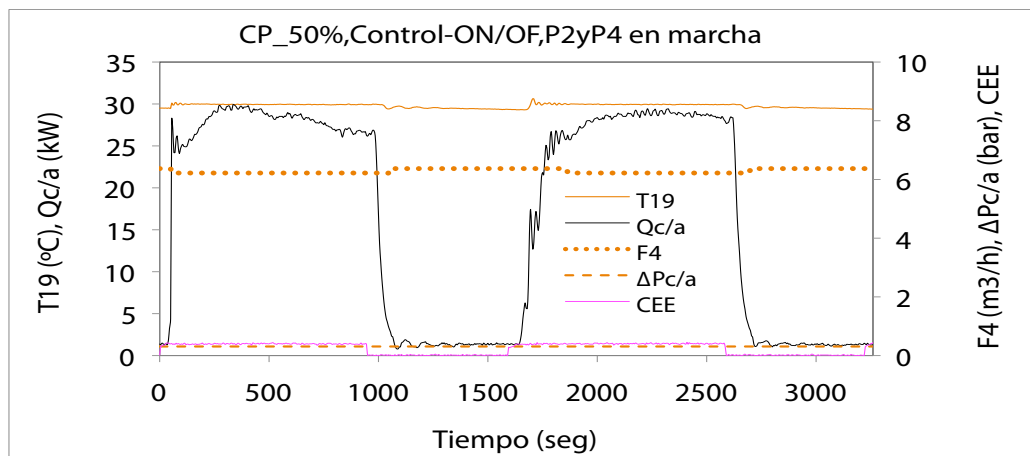


Figura Al.7-6 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

### Al.7.3. Ensayos con carga parcial del 25%

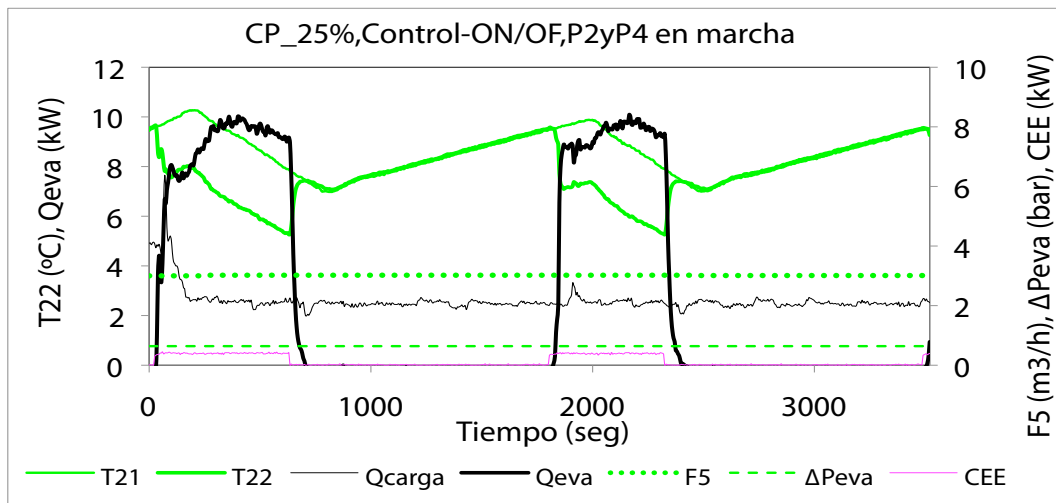


Figura Al.7-7 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito evaporador.

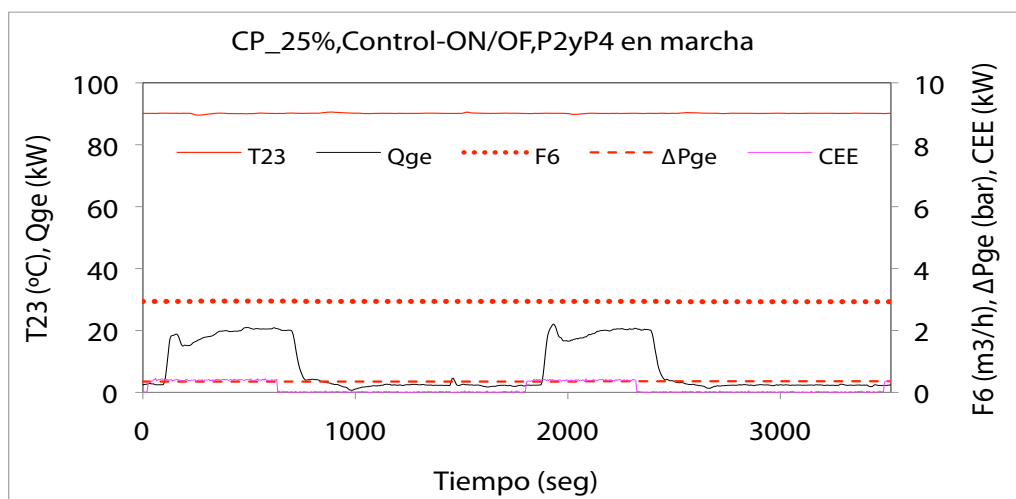


Figura Al.7-8 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

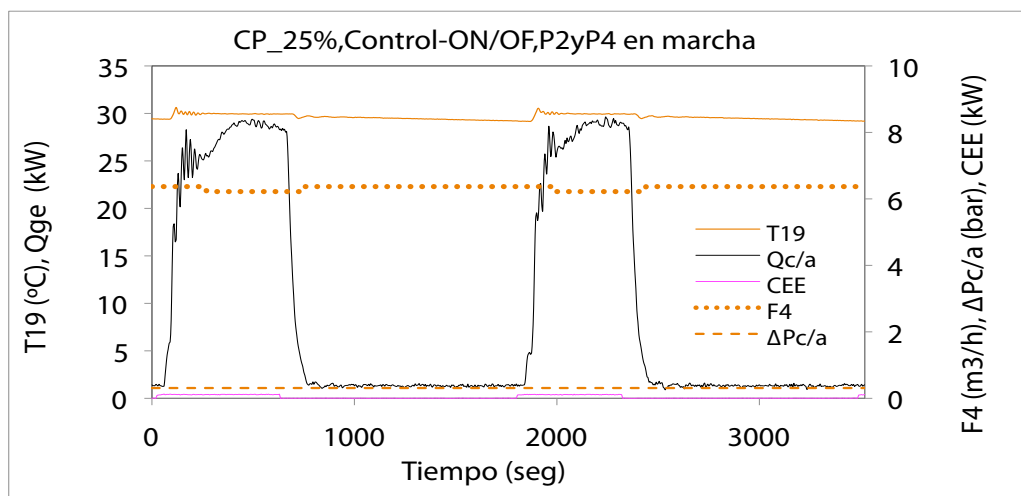


Figura Al.7-9 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

## Al.8. Resultados de los ensayos con sistema de control ON/OFF, arrancando/parando las bombas $P_2$ y $P_4$ cuando arranca/para la máquina

### Al.8.1. Ensayos con carga parcial del 75%

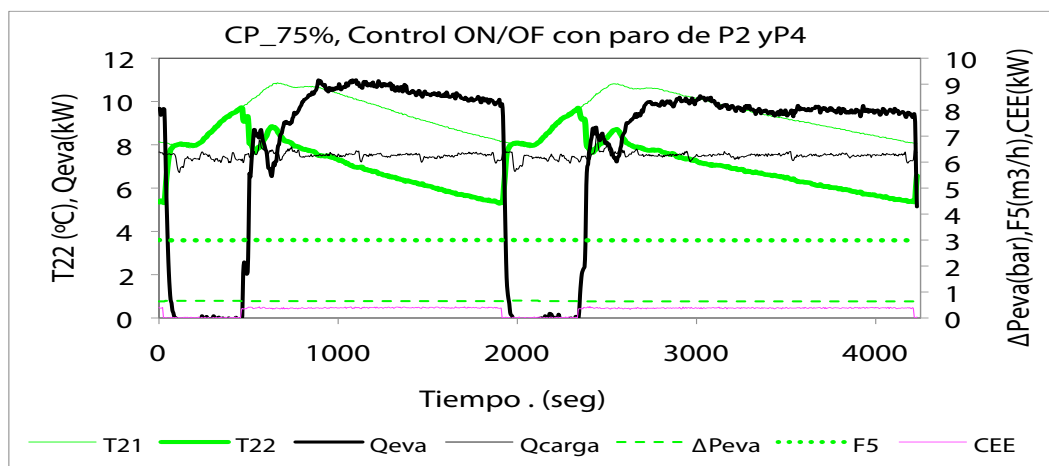


Figura Al.8-1. Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del evaporador.

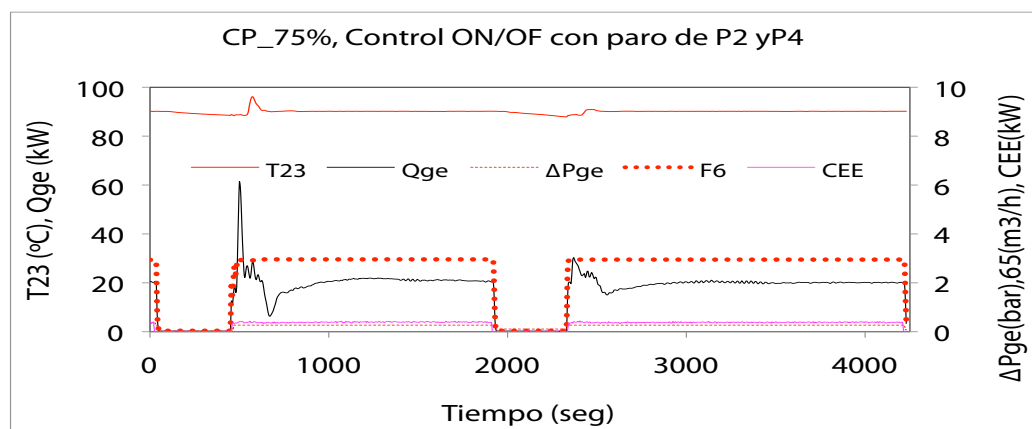


Figura Al.8-2 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

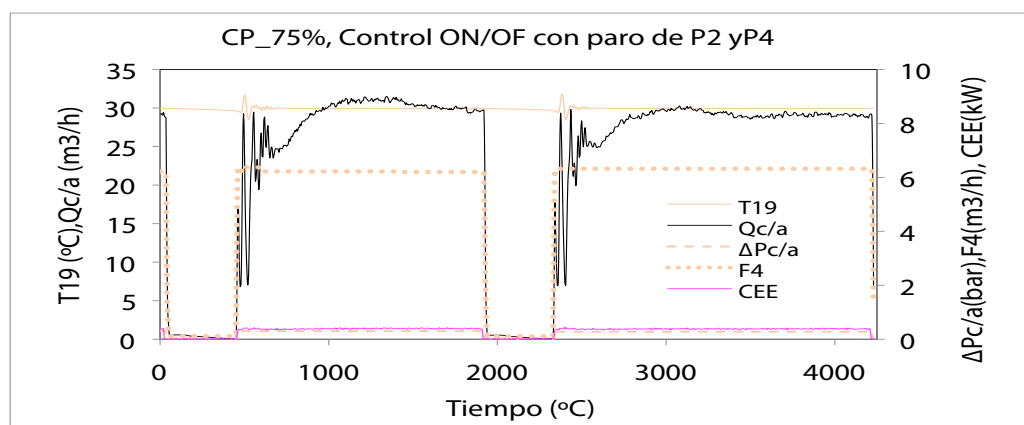


Figura Al.8-3 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

## Al.8.2. Ensayos con carga parcial del 50%

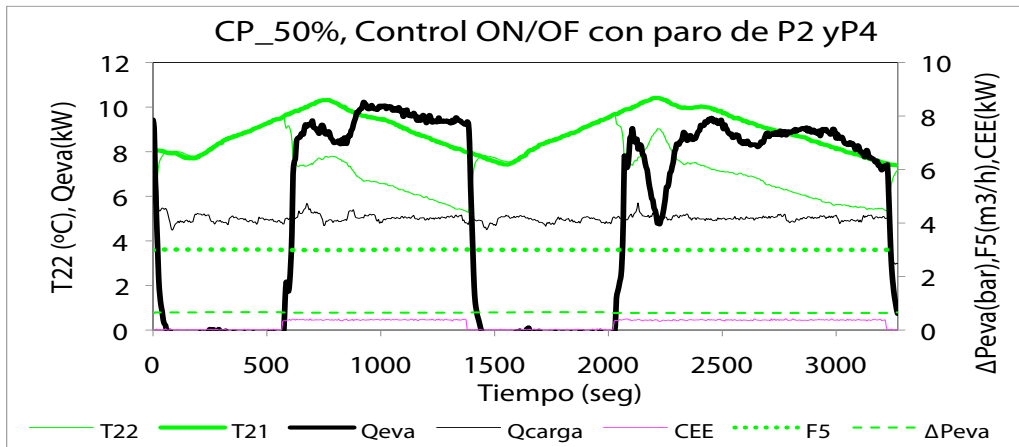


Figura Al.8-4 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión.

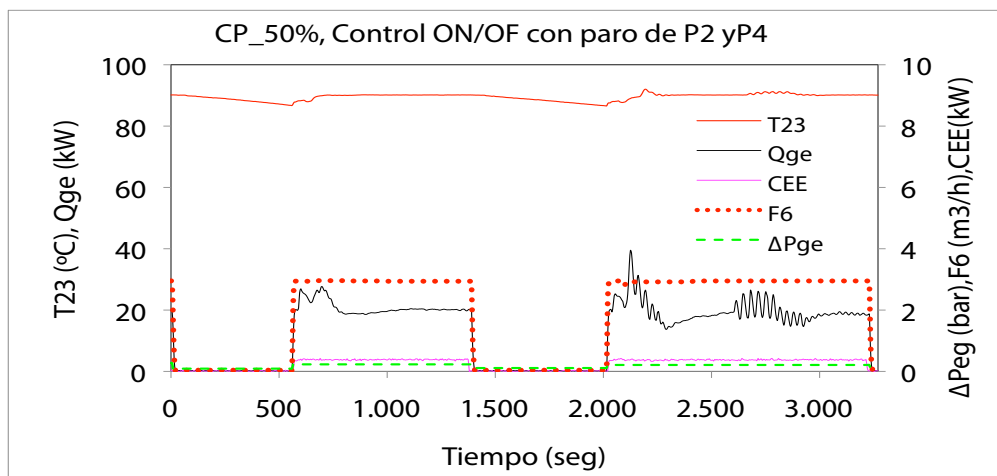


Figura Al.8-5. Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

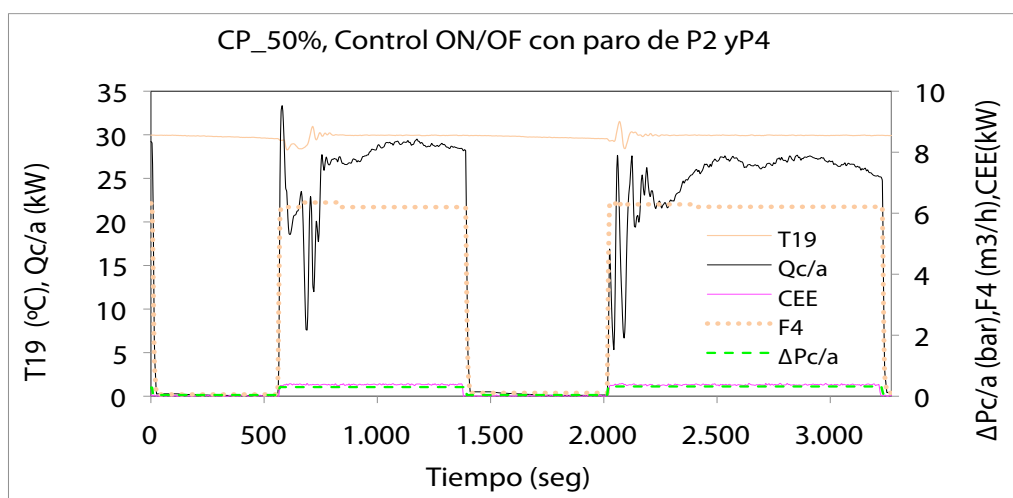


Figura Al.8-6. Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

### Al.8.3. Ensayos con carga parcial del 25%

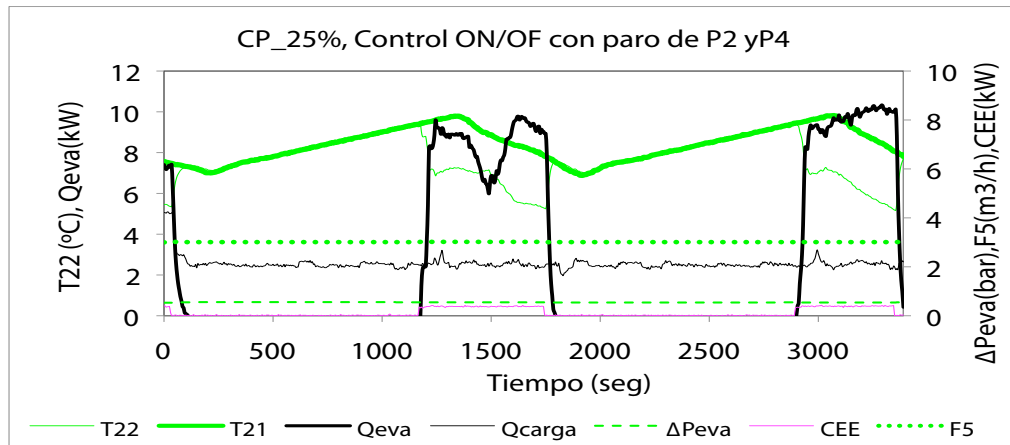


Figura Al.8-7 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito evaporador.

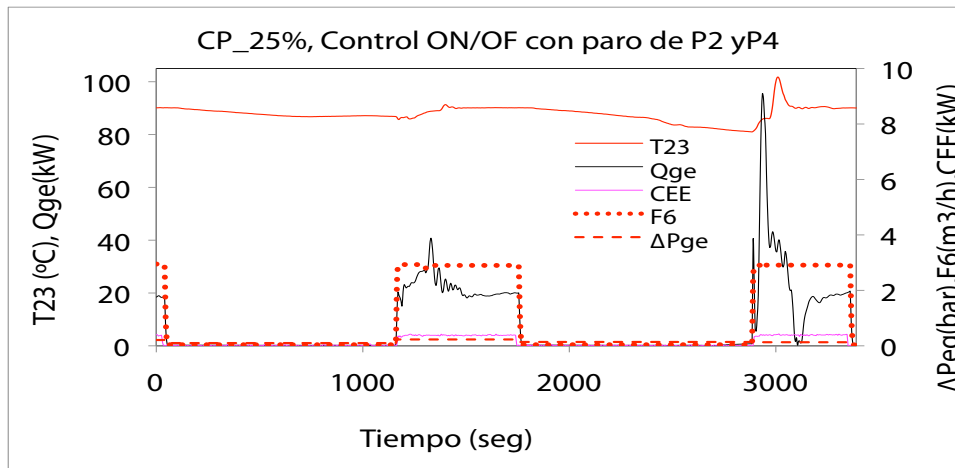


Figura Al.8-8 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del generador.

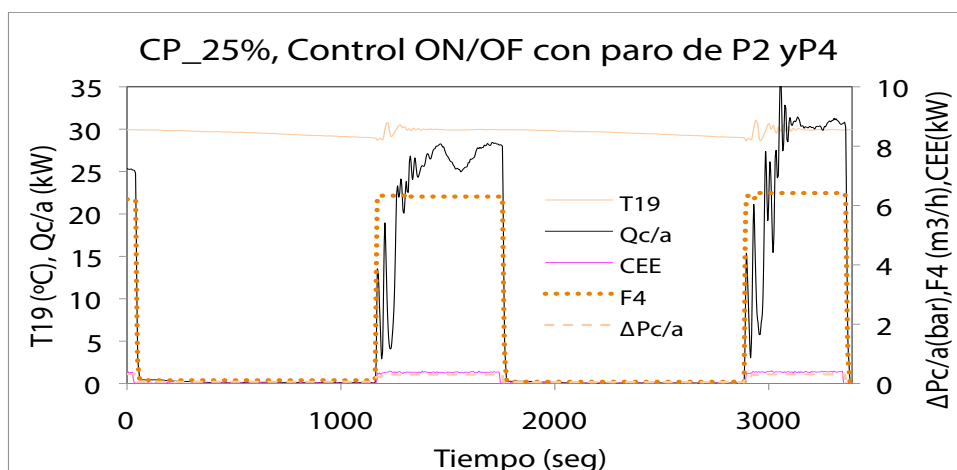
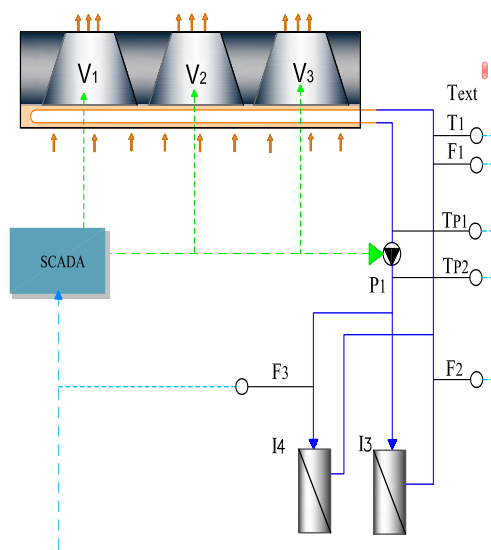


Figura Al.8-9 Caudal, temperatura, potencias y caída de presión ( $\Delta P$ ) del circuito del condensador/absorbedor.

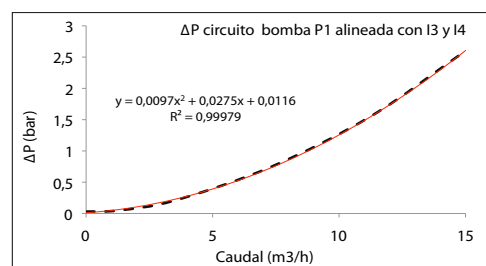
## Anexo II

### All.1. Esquemas simplificados del alineamiento del banco para caracterizar los circuitos hidráulicos y los resultados obtenidos en los ensayos realizados

#### All.1.1. Circuito de la bomba $P_1$ alineada a los intercambiadores $I_3/I_4$

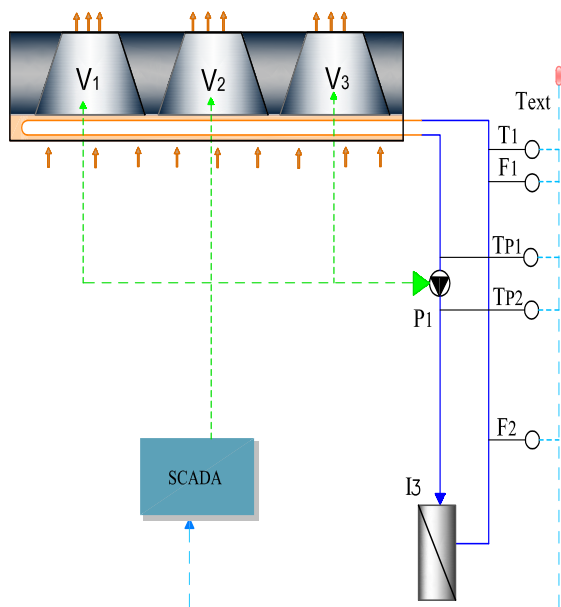


$P_1$ (Hz)	$F_1$ (m <sup>3</sup> /h)	$P_{as.}$ (bar)	$P_{im.}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
0	0	1,34	1,37	0,03
5	1,3	1,33	1,38	0,05
12,5	3,52	1,31	1,52	0,21
25	7,34	1,24	1,99	0,75
37,5	11,28	1,16	2,72	1,56
50	15	1,08	3,68	2,6

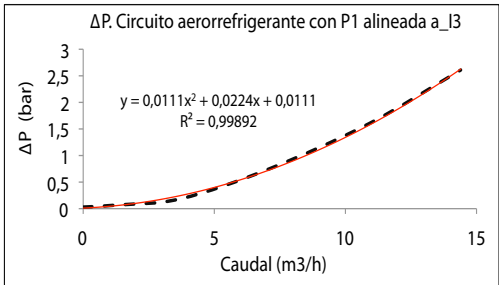




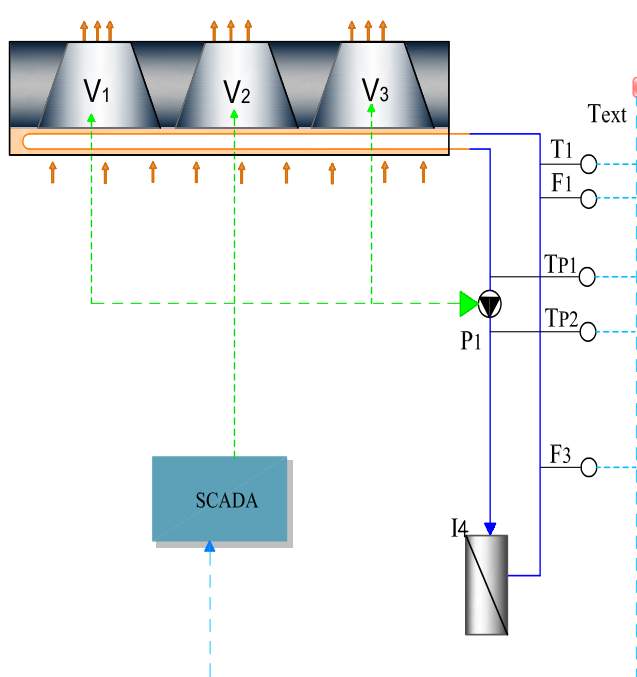
### All.1.2. Circuito de la bomba P<sub>1</sub> alineada al intercambiador I<sub>3</sub>



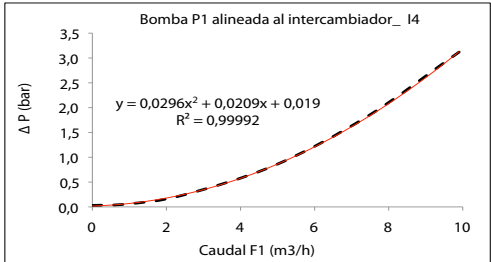
P <sub>1</sub> (Hz)	F <sub>1</sub> (m³/h)	P as. (bar)	Pim. (bar)	ΔP (bar)
0	0	1,34	1,37	0,03
5	1,35	1,33	1,4	0,07
12,5	3,75	1,31	1,5	0,19
25	7,1	1,24	1,99	0,75
37,5	10,9	1,16	2,76	1,6
50	14,4	1,09	3,7	2,61



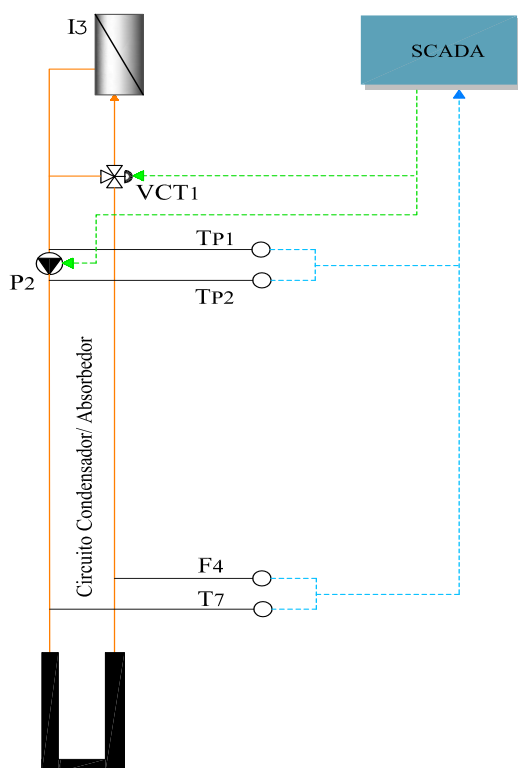
### All.1.3. Circuito P<sub>1</sub> alineada al intercambiador I<sub>4</sub>



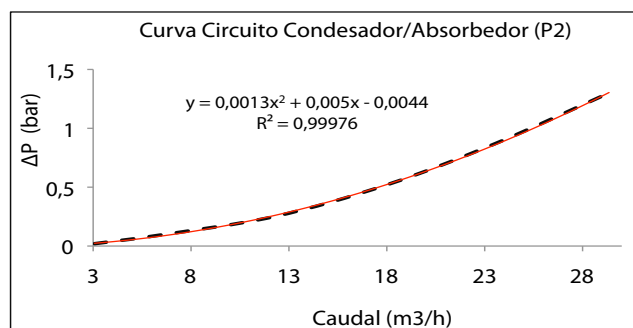
P <sub>1</sub> (Hz)	F <sub>1</sub> (m³/h)	P as. (bar)	Pim. (bar)	ΔP (bar)
0	0	1,34	1,37	0,03
5	0,96	1,33	1,39	0,06
12,5	2,41	1,32	1,55	0,23
25	4,93	1,27	2,11	0,84
37,5	7,44	1,21	3,04	1,83
50	9,9	1,16	4,28	3,12



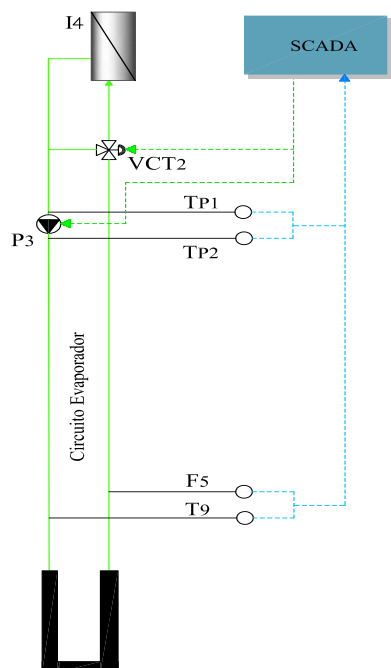
## All.1.4. Circuito del condensador/absorbedor (bomba P<sub>2</sub>)



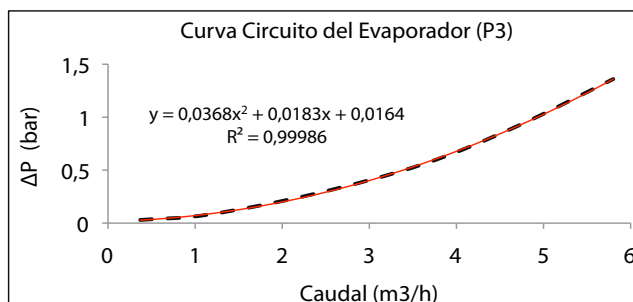
Curva Circuito Conden/Absorbe. (P <sub>2</sub> )				
P <sub>2</sub> (Hz)	F <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	P as. (bar)	Pim. (bar)	ΔP (bar)
5	3,07	1,81	1,83	0,02
10	6,28	1,79	1,88	0,09
20	12,24	1,73	1,98	0,25
30	18	1,64	2,16	0,52
40	23,54	1,54	2,41	0,87
50	29,35	1,49	2,79	1,3



## All.1.5. Circuito del evaporador (bomba P<sub>3</sub>)

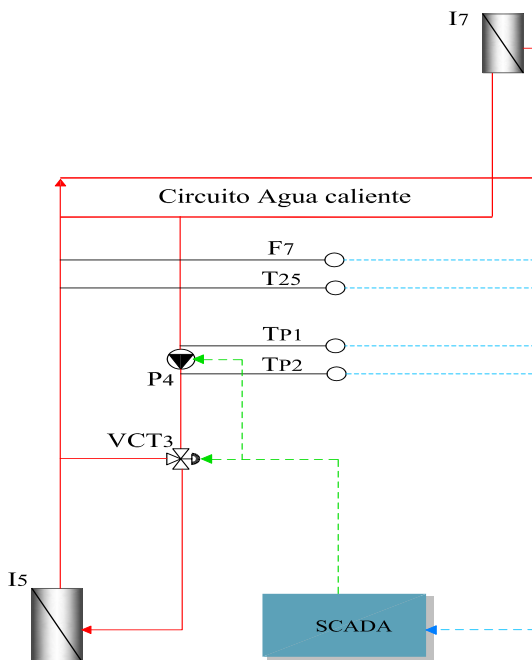


Curva Circuito Evaporador (P <sub>3</sub> )				
P <sub>3</sub> (Hz)	F <sub>5</sub> (m <sup>3</sup> /h)	P as. (bar)	Pim. (bar)	ΔP (bar)
5	0,37	1,77	1,8	0,03
10	1,15	1,74	1,82	0,08
20	2,39	1,64	1,92	0,28
30	3,63	1,52	2,08	0,56
40	4,71	1,37	2,29	0,92
50	5,8	1,21	2,57	1,36

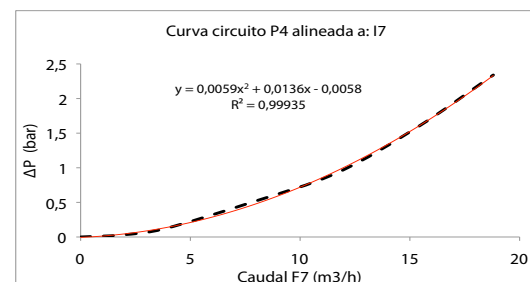




## All.1.8. Circuito de la bomba $P_4$ alineada a $I_7$ (D. inercia y generador aislados)

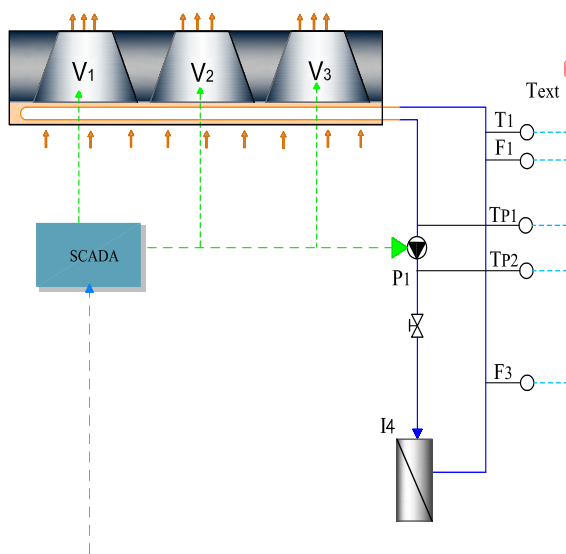


Curva Circuito $P_4$ a $I_7$ (D. inercia y gene. aislados)				
$P_A$ (Hz)	$F_7$ (m³/h)	$P_{as}$ (bar)	$P_{im}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
0	0	0	0	0
5	1,87	1,62	1,65	0,03
10	3,83	1,57	1,69	0,12
20	7,78	1,38	1,88	0,5
30	11,7	1,08	2,01	0,93
40	15,41	0,7	2,3	1,6
50	18,8	0,26	2,6	2,34

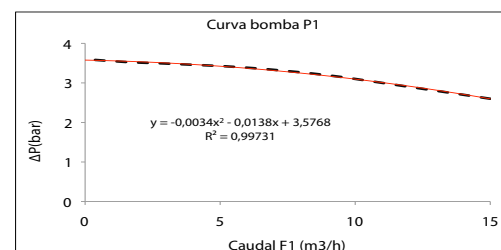


## All.2. Alineamiento del banco para determinar la curva características de las bombas y los resultados obtenidos

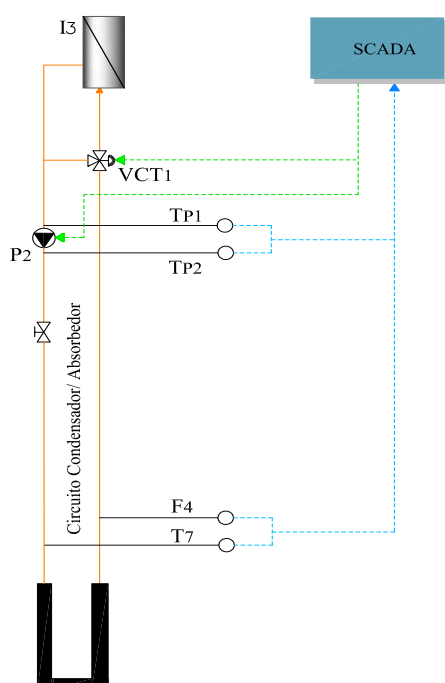
### All.2.1. Resultados ensayos caracterización bomba $P_1$



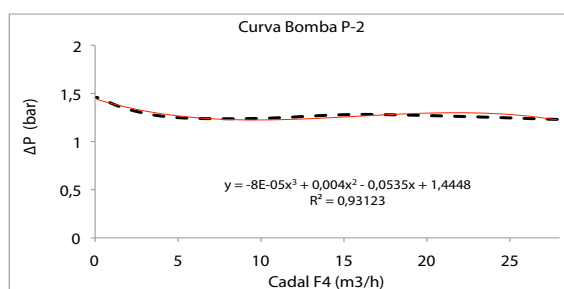
Resultados ensayos caracterización $P_1$				
$P_A$ (Hz)	$F_1$ (m³/h)	$P_{as}$ (bar)	$P_{im}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
50	15	1,08	3,68	2,6
50	11,8	1,14	4,06	2,92
50	8,9	1,12	4,32	3,2
50	5,9	1,26	4,65	3,39
50	2,6	1,3	4,8	3,5
50	1,7	1,31	4,83	3,52
50	0	1,3	4,9	3,6



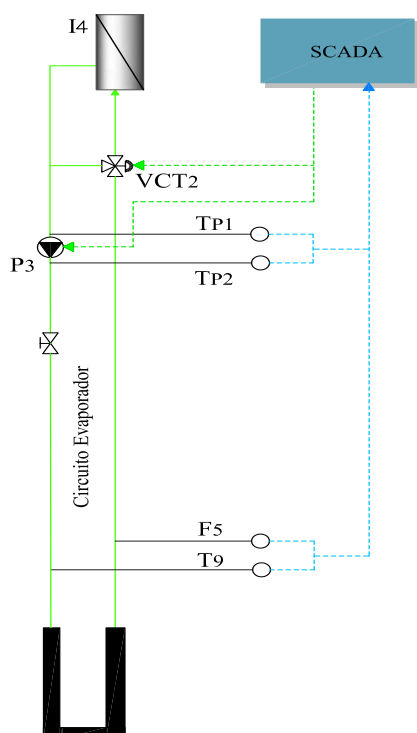
## AII.2.2. Resultados ensayos caracterización bomba $P_2$



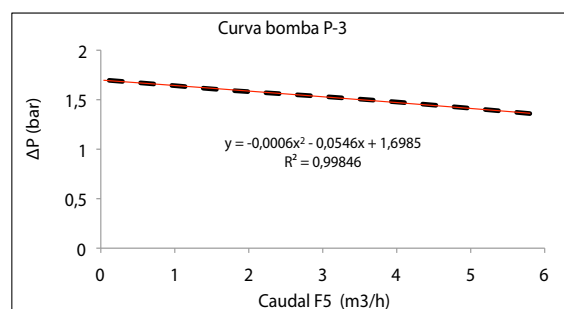
$P_2$ (Hz)	$F_4$ (m <sup>3</sup> /h)	$P_{ac}$ (bar)	$P_{im}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
50	27,85	0,57	1,8	1,23
50	20,18	0,71	1,98	1,27
50	15,15	0,79	2,07	1,28
50	9,8	0,87	2,11	1,24
50	4,88	0,92	2,17	1,25
50	2,1	0,94	2,27	1,33
50	0,1	0,94	2,4	1,46



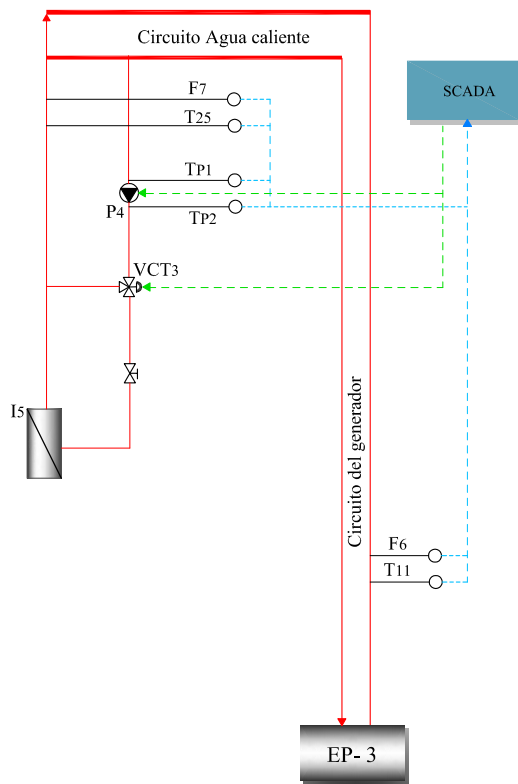
## AII.2.3. Resultados ensayos caracterización bomba $P_3$



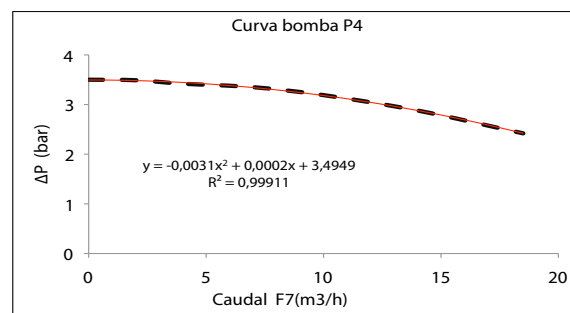
$P_4$ (Hz)	$F_5$ (m <sup>3</sup> /h)	$P_{ac}$ (bar)	$P_{im}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
50	5,8	1,21	2,57	1,36
50	4,28	1,33	2,79	1,46
50	3,05	1,41	2,94	1,53
50	1,82	1,46	3,05	1,59
50	1,03	1,49	3,13	1,64
50	0,04	1,5	3,2	1,7



## All.2.4. Resultados ensayos caracterización bomba $P_4$



$P_4$ (Hz)	$F_7$ (m <sup>3</sup> /h)	$P_{as}$ (bar)	$P_{im}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)
50	0	1,6	5,1	3,5
50	2	1,56	5,05	3,49
50	4	1,49	4,91	3,42
50	7	1,4	4,75	3,35
50	10	1,21	4,4	3,19
1,64	14	0,81	3,69	2,88
50	18,5	0,24	2,66	2,42



## All.3. Resultados de los ensayos realizados para determinar el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) del intercambiador $I_3$

All.3.1. Caudales medios durante el ensayo 1: lado agua caliente ( $F_4$ ) = 9,99 m<sup>3</sup>/h; caudal medio lado agua fría ( $F_2$ ) = 10,19 m<sup>3</sup>/h

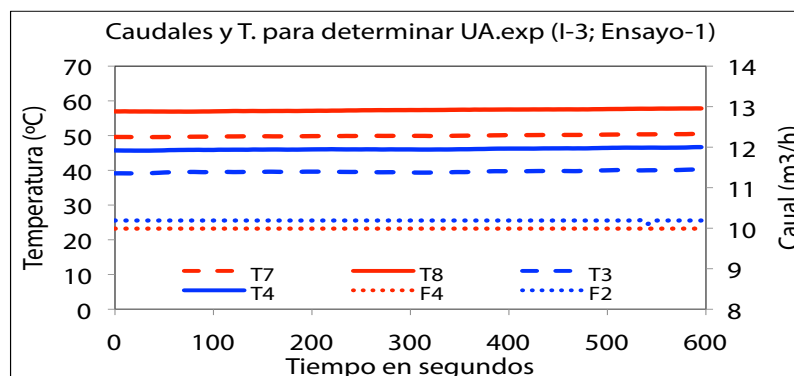


Figura All.3.1. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°1.

### All.3.2. Caudales medios durante el ensayo 2: lado agua caliente $(F_4) = 10\text{m}^3/\text{h}$ ; lado agua fría $(F_2) = 8,04\text{ m}^3/\text{h}$

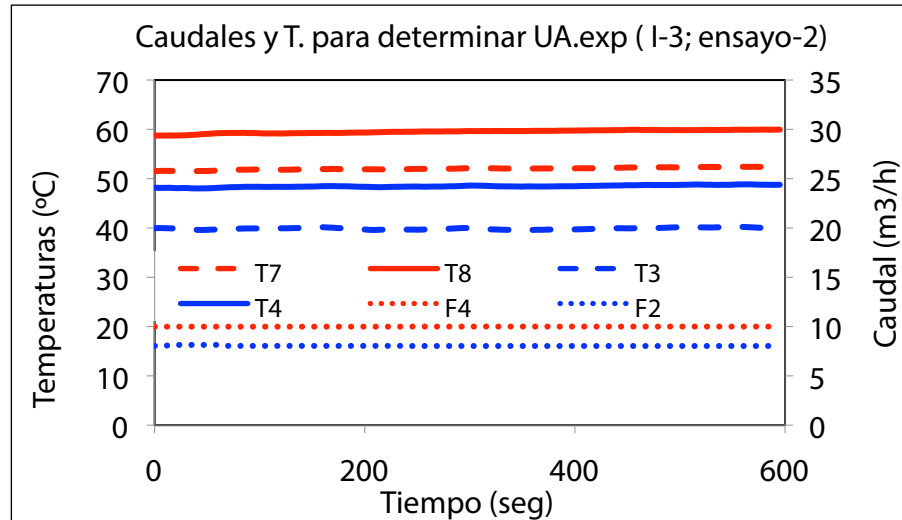


Figura All.3.2. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°2.

### All.3.3. Caudales medios durante el ensayo 3: lado agua caliente $(F_4) = 10\text{m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 6\text{m}^3/\text{h}$

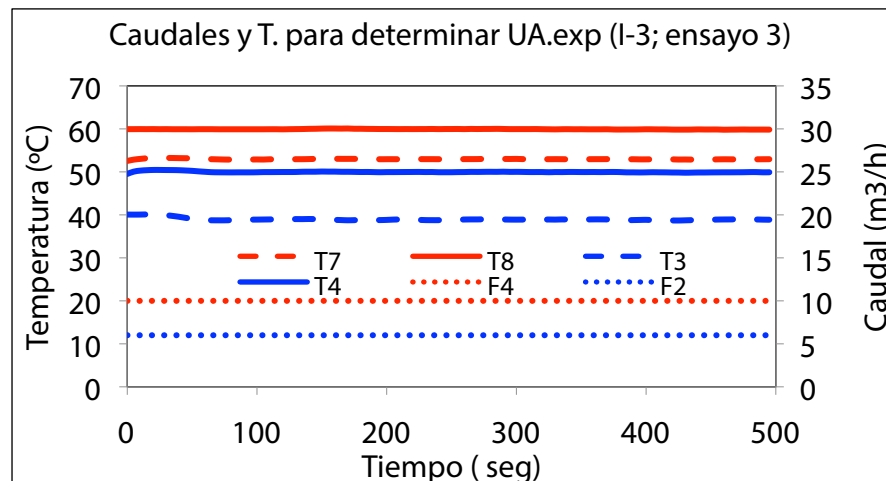


Figura All.3.3. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°3.

### All.3.4. Caudales medios durante el ensayo 4: lado agua caliente ( $F_4$ ) = 10m<sup>3</sup>/h; caudal medio lado agua fría ( $F_2$ ) = 3,99 m<sup>3</sup>/h

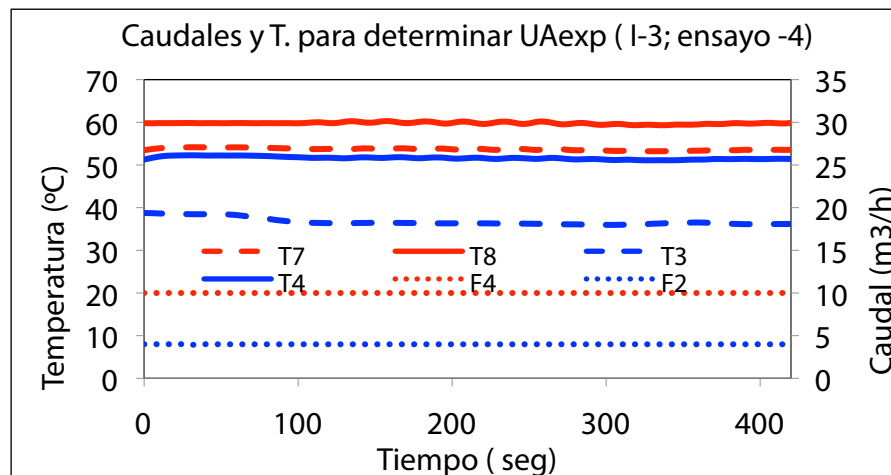


Figura All.3.4. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°4

### All.3.5. Caudales medios durante el ensayo 5: lado agua caliente ( $F_4$ ) = 10m<sup>3</sup>/h; caudal medio lado agua fría ( $F_2$ ) = 2m<sup>3</sup>/h

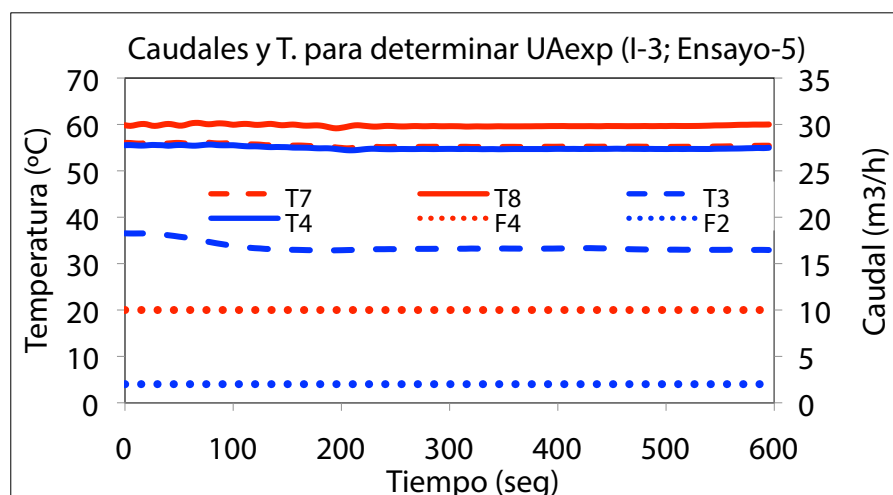


Figura All.3.5. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°5.



### All.3.6. Caudales medios durante el ensayo 6: lado agua caliente $(F_4) = 7,99 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2)=9,44 \text{ m}^3/\text{h}$

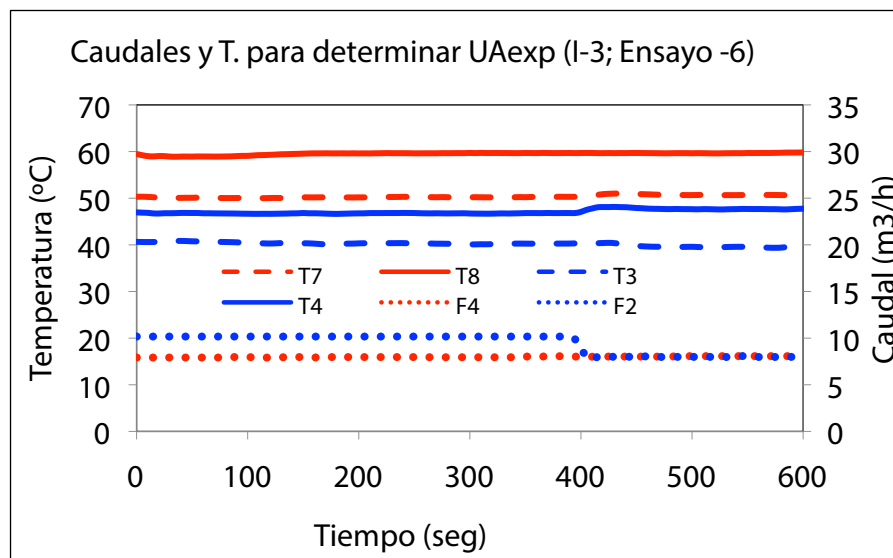


Figura All.3.6. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°6.

### All.3.7. Caudales medios durante el ensayo 7: lado agua caliente $(F_4) = 8,09 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 6,07 \text{ m}^3/\text{h}$

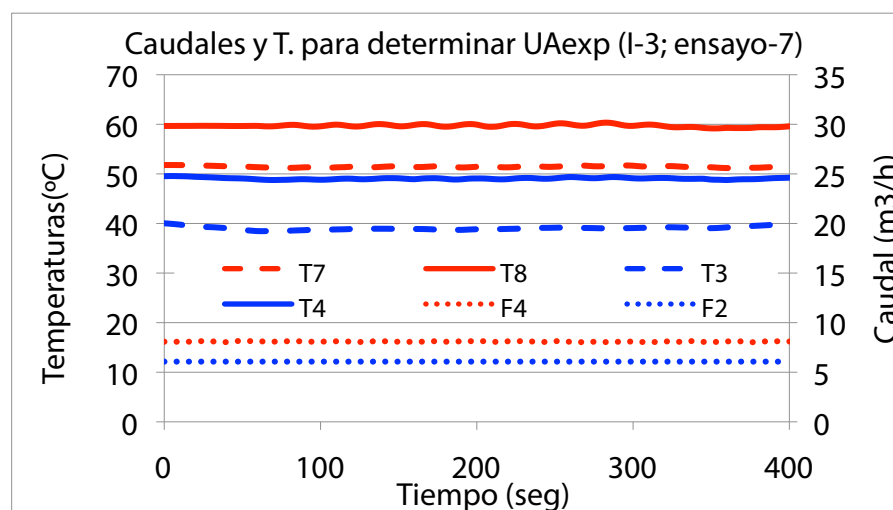


Figura All.3.7. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°7.

### All.3.8. Caudales medios durante el ensayo 8: lado agua caliente $(F_4) = 8,09 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 4,06 \text{ m}^3/\text{h}$

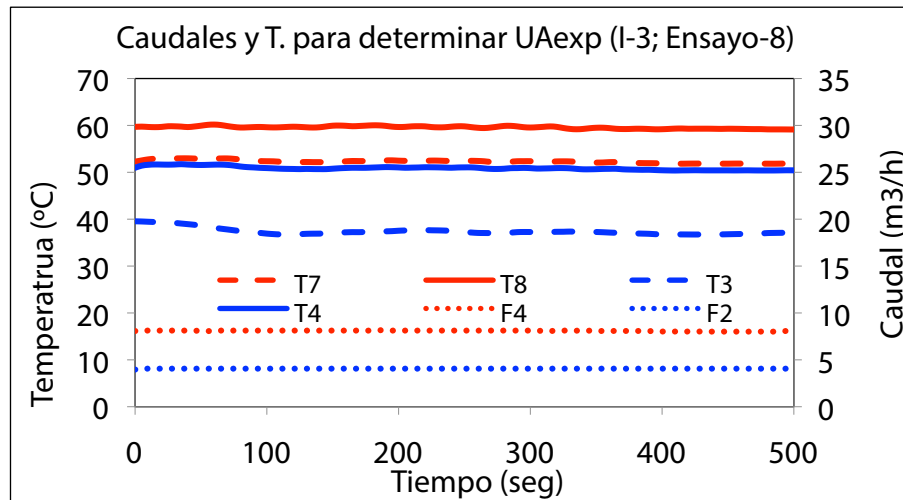


Figura All.3.8. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°8.

### All.3.9. Caudales medios durante el ensayo 9: lado agua caliente $(F_4) = 8,13 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 2,04 \text{ m}^3/\text{h}$

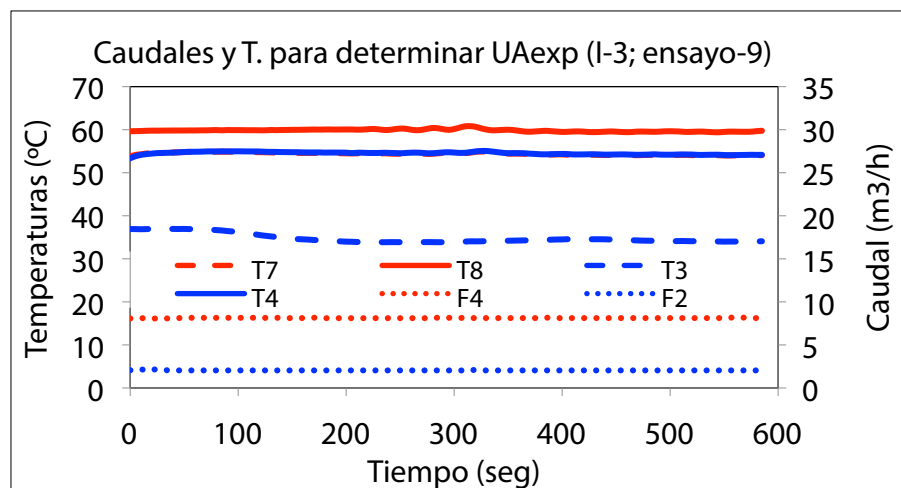


Figura All.3.9. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°9.

### All.3.10. Caudales medios durante el ensayo 10: lado agua caliente $(F_4) = 6,03 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 6.03 \text{ m}^3/\text{h}$

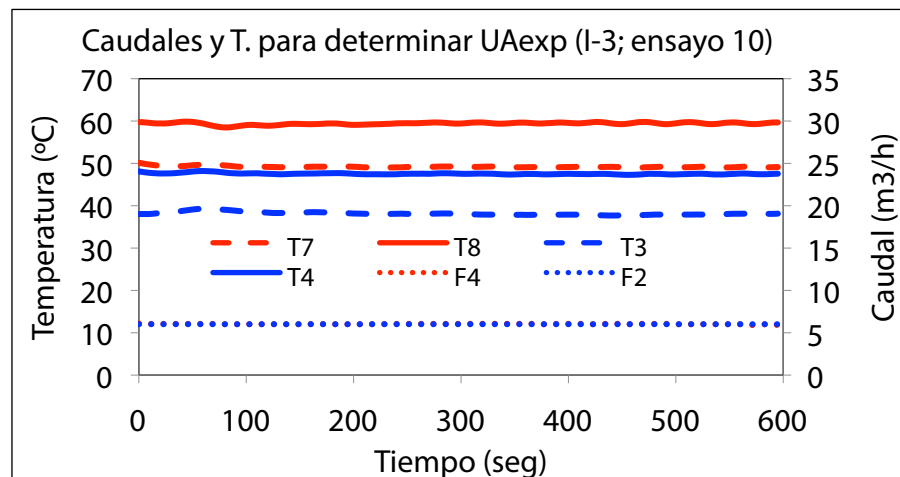


Figura All.3.10. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°10.

### All.3.11. Caudales medios durante el ensayo 11: lado agua caliente $(F_4) = 6,09 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 4,08 \text{ m}^3/\text{h}$

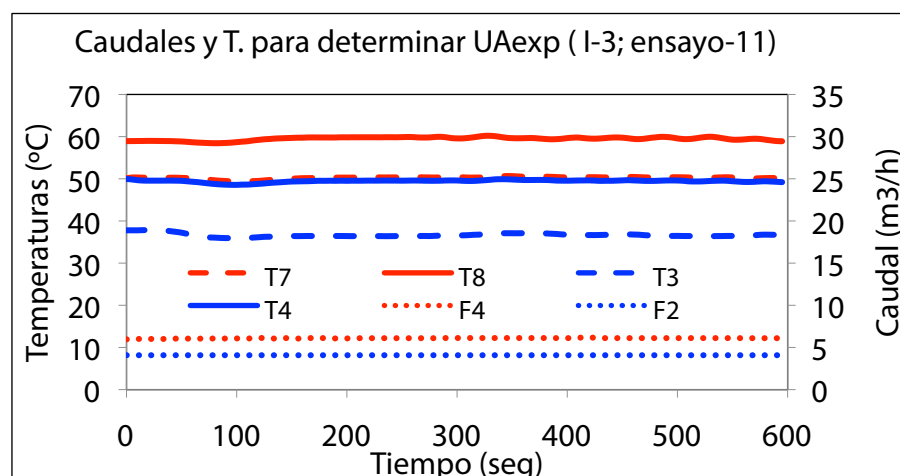


Figura All.3.11. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°11.

### All.3.12. Caudales medios durante el ensayo 12: lado agua caliente ( $F_4$ ) = 6,15 m<sup>3</sup>/h; caudal medio lado agua fría ( $F_2$ ) = 2,04 m<sup>3</sup>/h

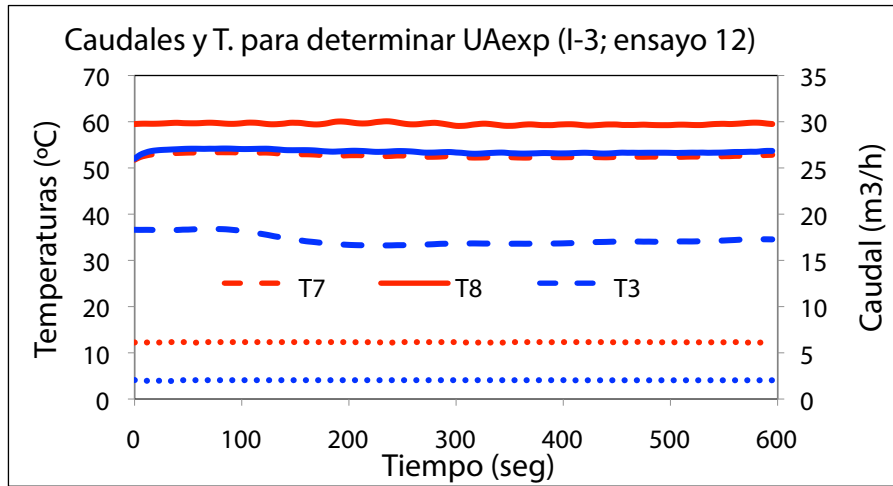


Figura All.3.12. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°12.

### All.3.13. Caudales medios durante el ensayo 13: lado agua caliente ( $F_4$ ) = 4,07 m<sup>3</sup>/h; caudal medio lado agua fría ( $F_2$ ) = 4,03 m<sup>3</sup>/h

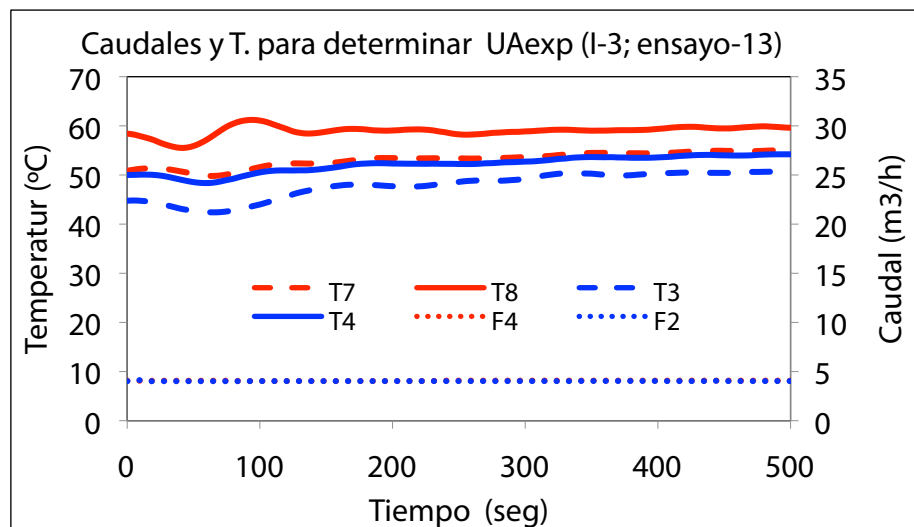


Figura All.3.13. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°13.

### All.3.14. Caudales medios durante el ensayo 14: lado agua caliente $(F_4) = 73,86 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 2,01 \text{ m}^3/\text{h}$

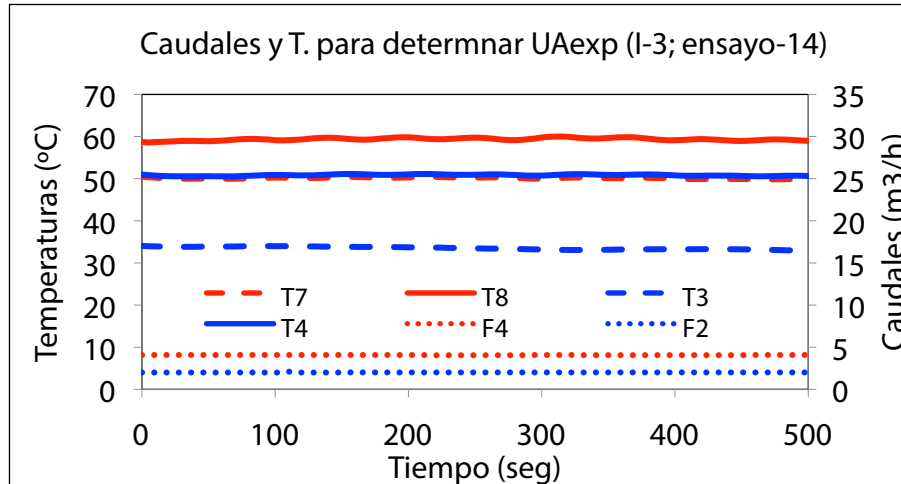


Figura All.3.14 Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°14.

### All.3.15. Caudales medios durante el ensayo 15: lado agua caliente $(F_4) = 2 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 2,01 \text{ m}^3/\text{h}$

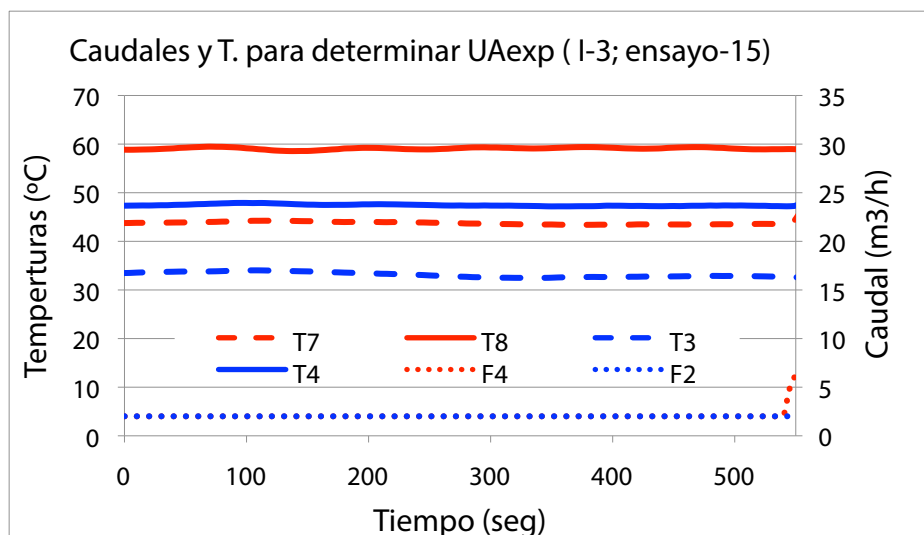


Figura All.3.15. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°15.

### All.3.16. Caudales medios durante el ensayo 16: lado agua caliente $(F_4) = 8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 8,04 \text{ m}^3/\text{h}$

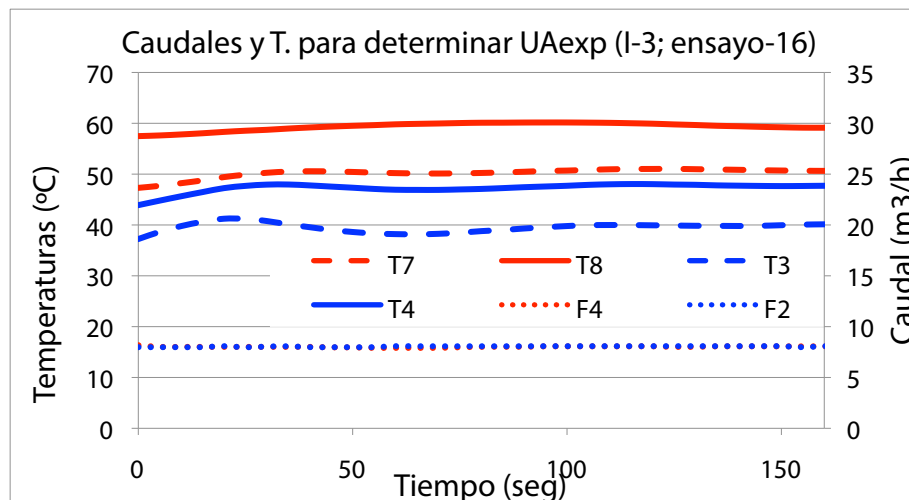


Figura All.3.16. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°16.

### All.3.17. Caudales medios durante el ensayo 17: lado agua caliente $(F_4) = 8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 6,2 \text{ m}^3/\text{h}$

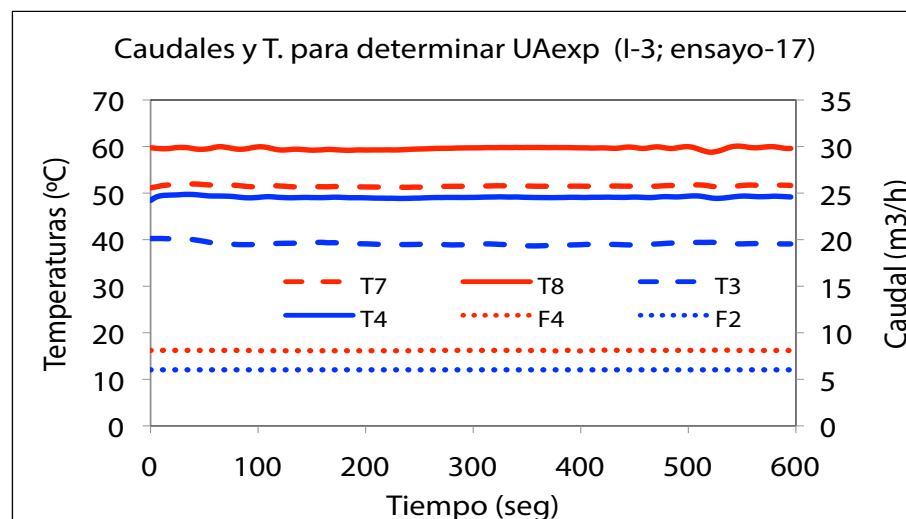


Figura All.3.17. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°17.

### All.3.18. Caudales medios durante el ensayo 18: lado agua caliente $(F_4) = 8,01 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 4 \text{ m}^3/\text{h}$

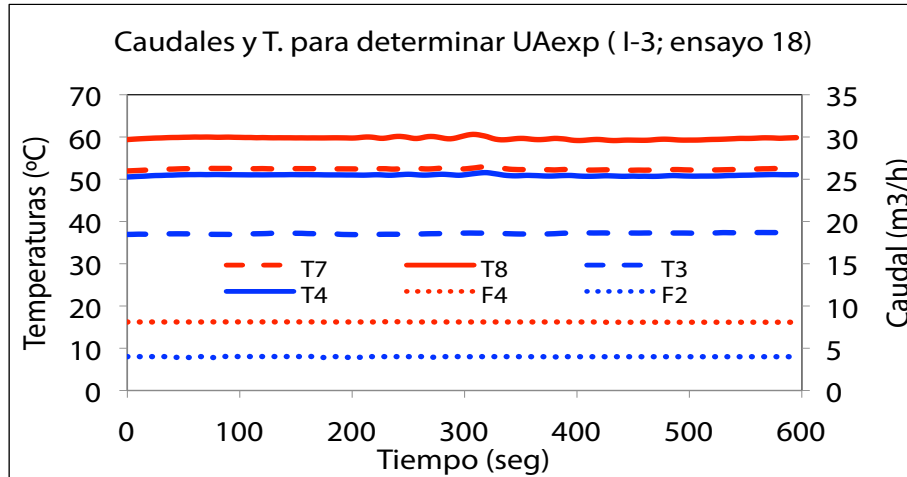


Figura All.3.18. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°18.

### All.3.19. Caudales medios durante el ensayo 19: lado agua caliente $(F_4) = 8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ ; caudal medio lado agua fría $(F_2) = 2,14 \text{ m}^3/\text{h}$

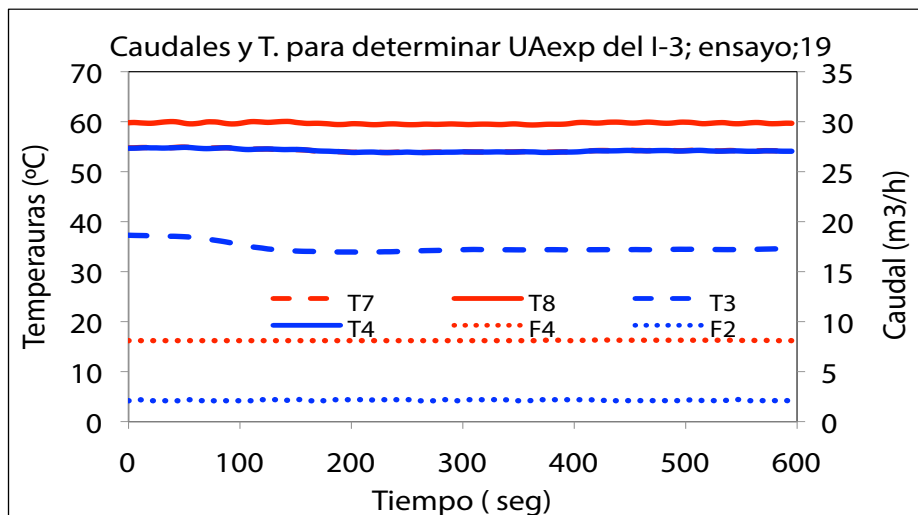


Figura All.3.19. Valores de caudal y temperatura registrados durante el ensayo N°19.

## All.4. Valores registrados en los ensayos realizados para determinar de forma experimental el coeficiente global de transferencia de calor ( $UA_{exp}$ ) del aerorefrigerante (Serie A)

### All.4.1. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua $12 \text{ m}^3/\text{h}$ , y los ventiladores $V_1; V_2; V_3$ en servicio

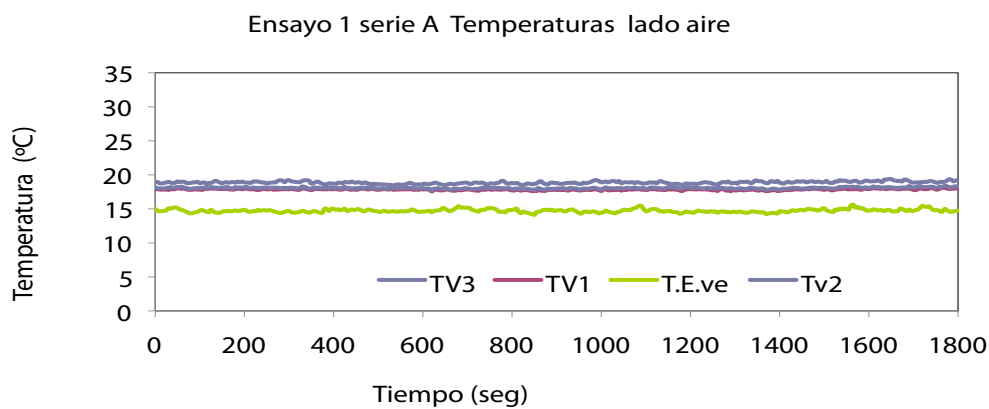


Figura All.4.1. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°1 de la serie A.

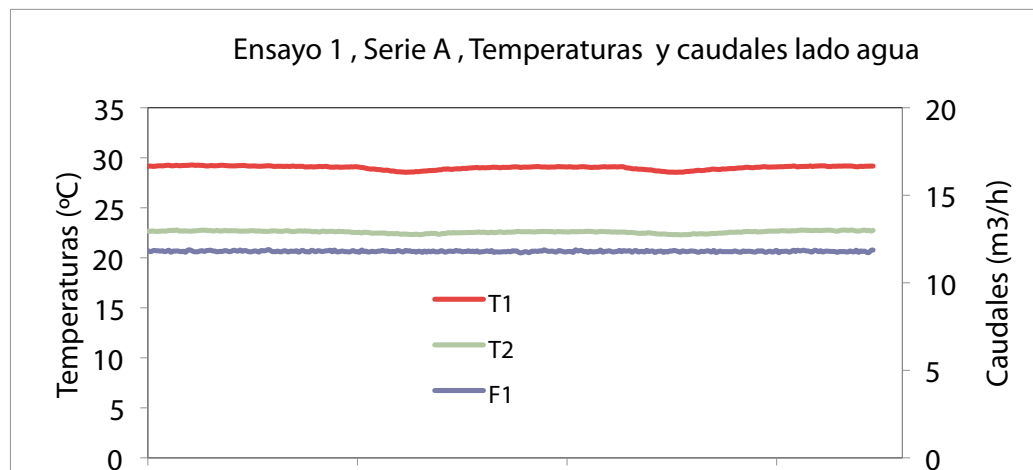


Figura All.4.2. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°1 de la serie A.



## All.4. 2. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12 m<sup>3</sup>/h, el ventilador V<sub>1</sub> en servicio y los ventiladores V<sub>2</sub> y V<sub>3</sub> parados

Ensayo 2, seie A ,temperaturas lado aire

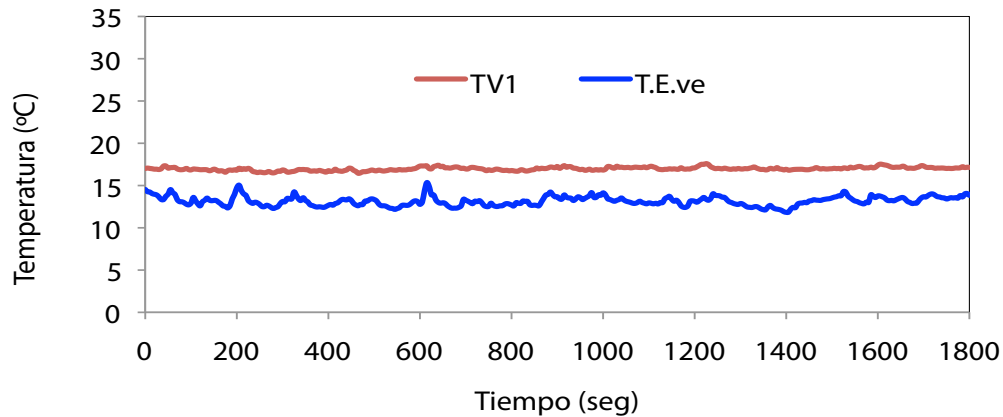


Figura All.4.3. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°2 de la serie A.

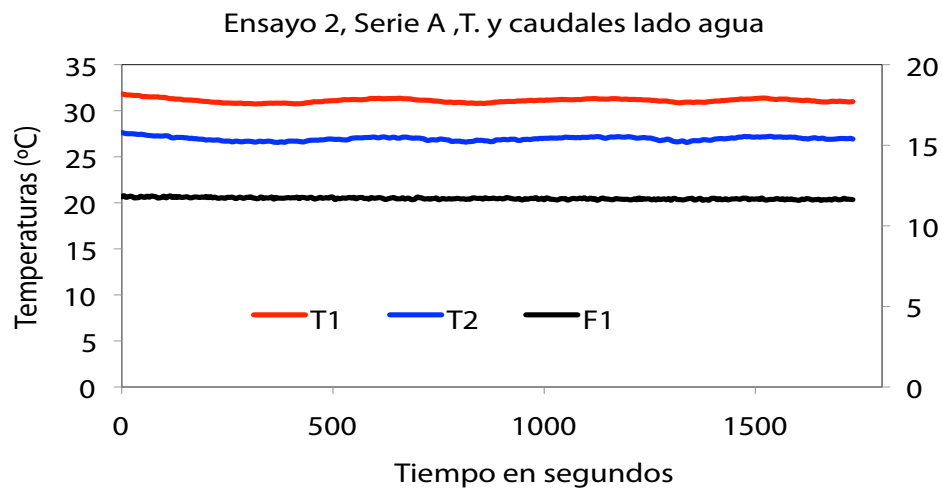


Figura All.4.4. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°2 de la serie A.

### All.4. 3. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12 m<sup>3</sup>/h, el ventilador V<sub>2</sub> en servicio, y los ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>3</sub> parados

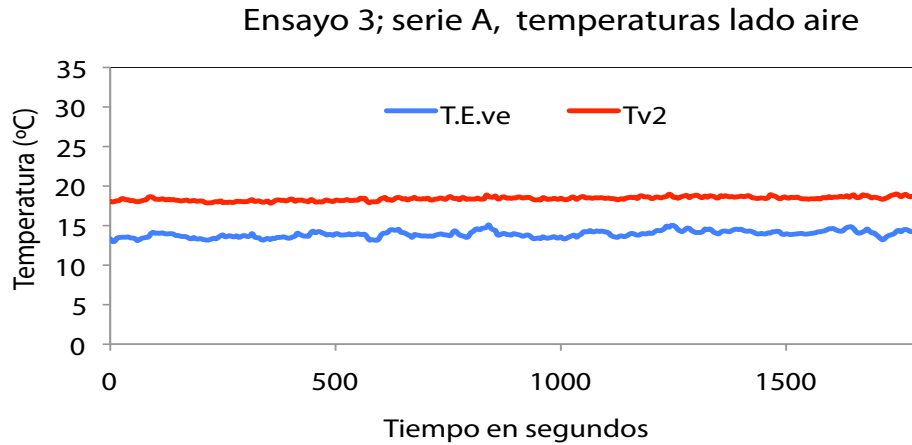


Figura All.4.5. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°3 de la serie A.

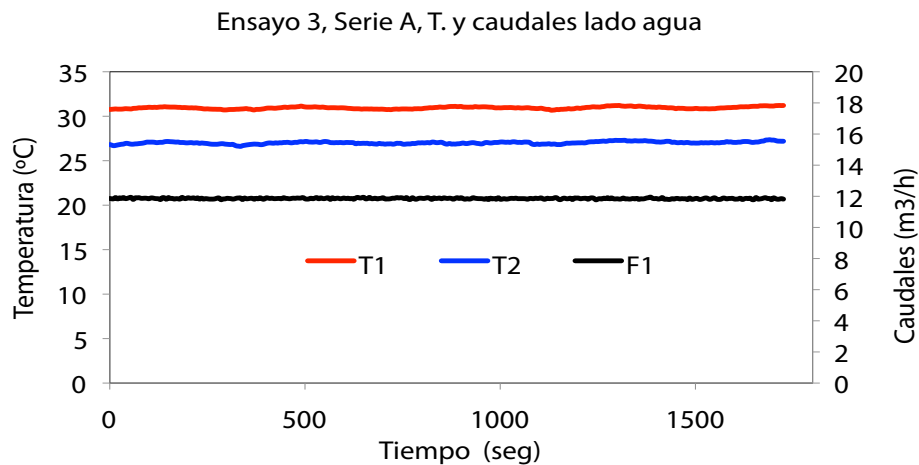


Figura All.4.6. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°3 de la serie A.

## All.4. 4. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12 m<sup>3</sup>/h, el ventilador V<sup>3</sup> en servicio, y los ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>2</sub> parados

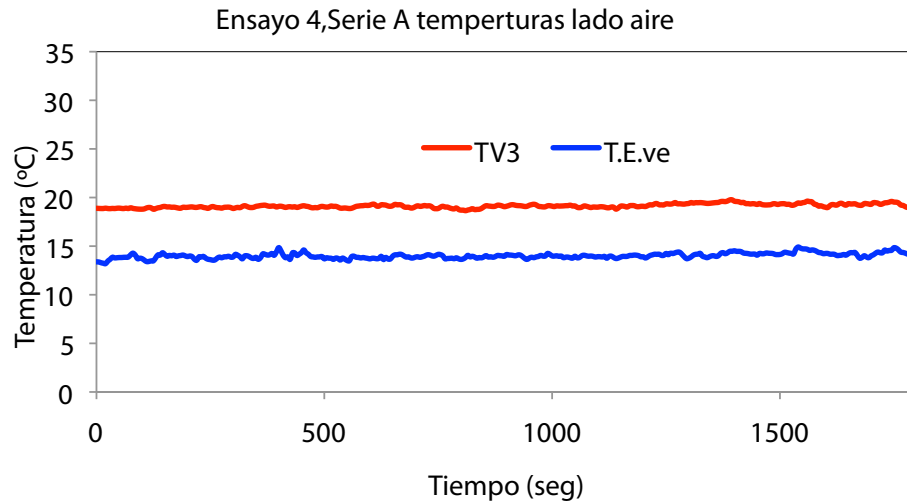


Figura All.4.7. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°4 de la serie A.

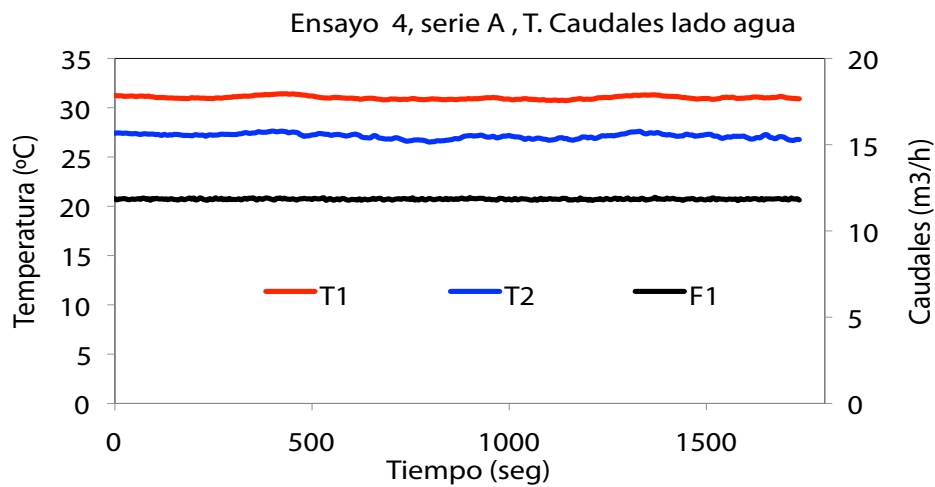


Figura All.4.8. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°4 de la serie A.

## All.4.5. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12 m<sup>3</sup>/h, los ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>2</sub> en servicio y el ventilador V<sub>3</sub> parado

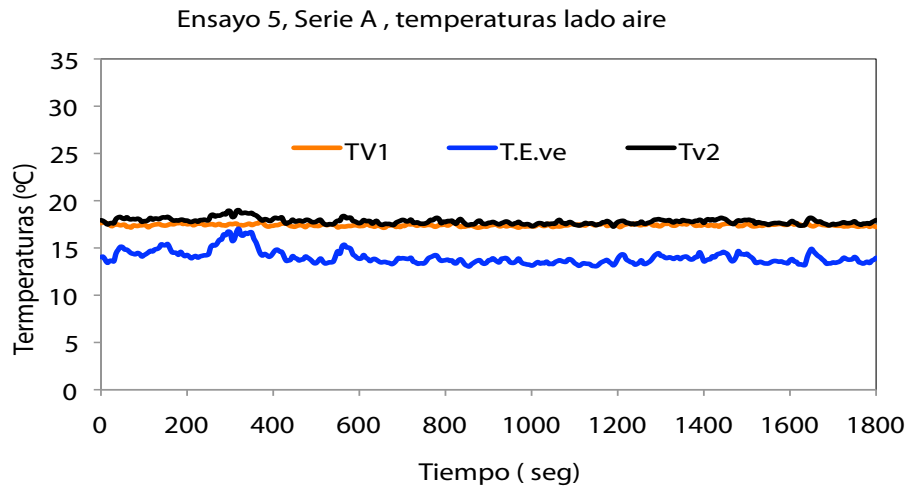


Figura All.4.9. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°5 de la serie A.

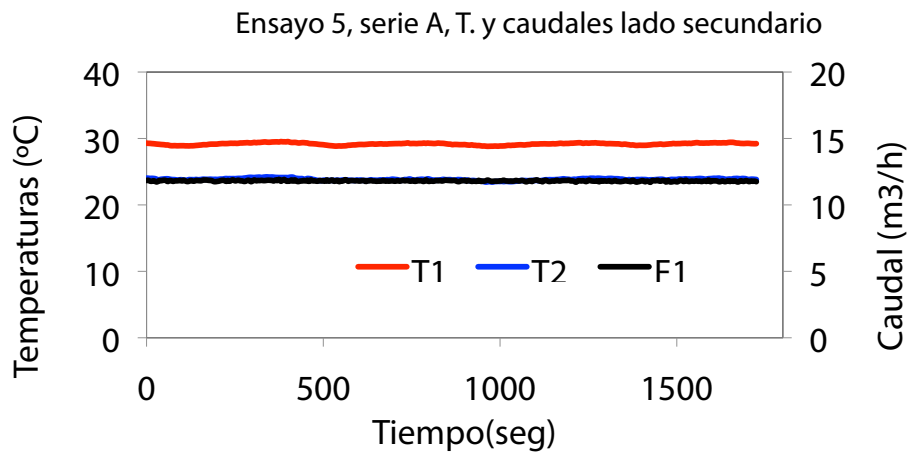


Figura All.4.10. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°5 de la serie A.

## All.4.6. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12m<sup>3</sup>/h, los ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>2</sub> en servicio y el ventilador V<sub>3</sub> parado

Ensayo 6, Serie A ,temperaturas lado aire

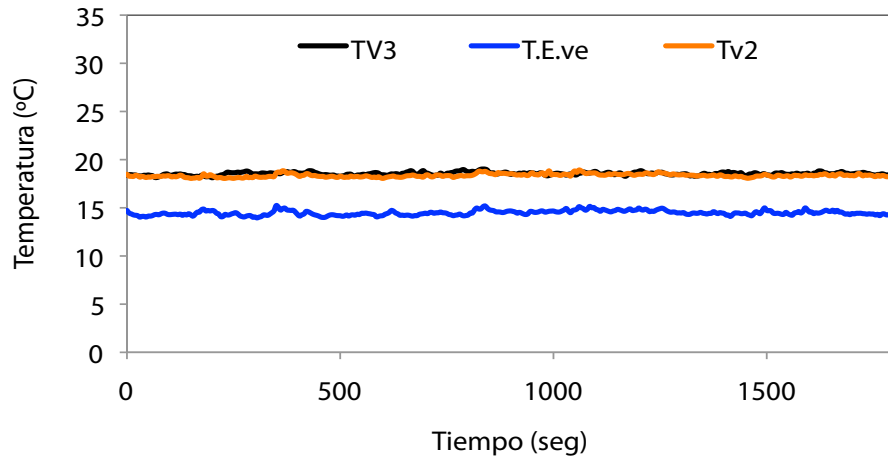


Figura All.4.11. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N-6 de la serie A.

Ensayo 6, Serie A , T. y caudales lado agua

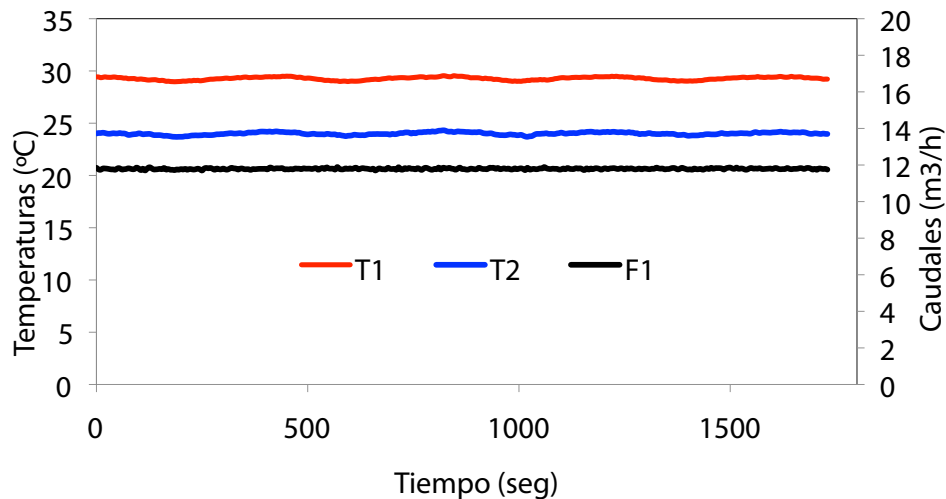


Figura All.4.12. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°6 de la serie A.

## All.4. 7. Temperaturas de aire y de agua registradas con un caudal de agua 12m<sup>3</sup>/h, los ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>3</sub> en servicio y el ventilador V<sub>2</sub> parado

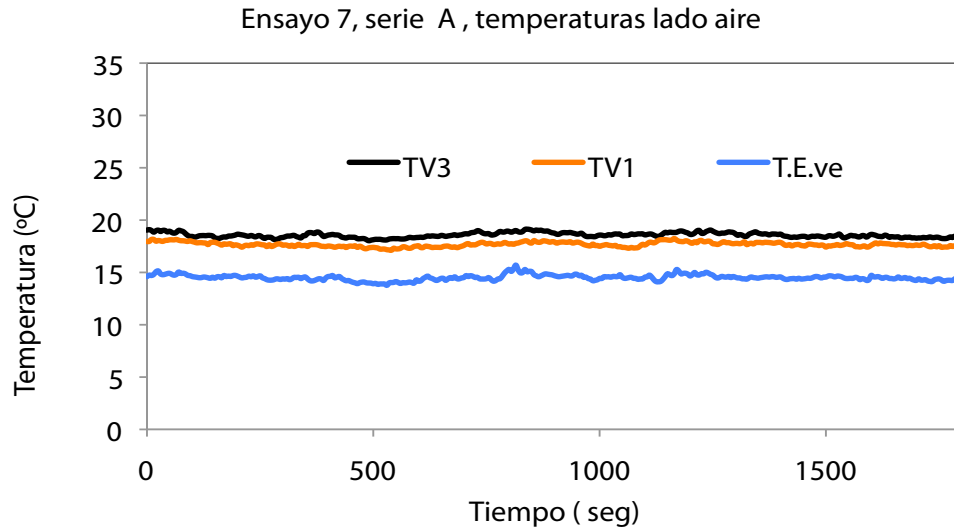


Figura All.4.13. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°7 de la serie A.

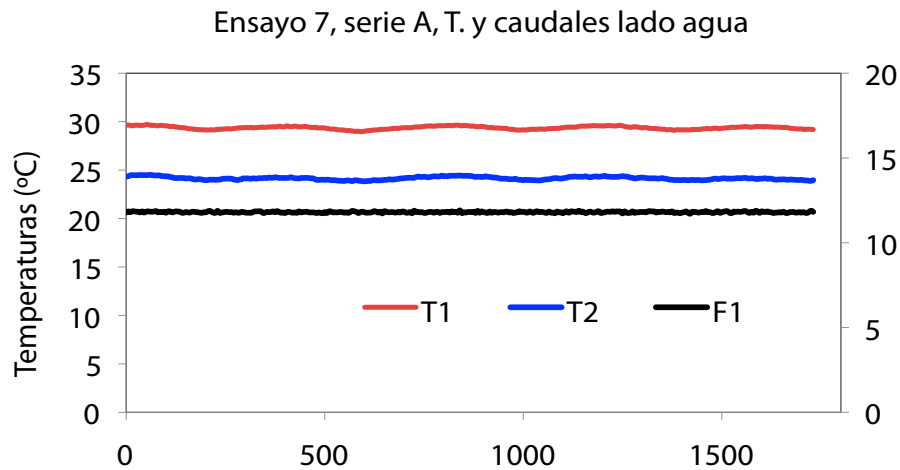


Figura All.4.14 Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°7 de la serie A.

# All.4.8. Valores medios de las temperaturas y caudales registrados en cada uno de los ensayos y valores de las temperaturas corregidas teniendo en cuenta el error de cada una de las sondas

Tabla All.4.1 Valores medios de las temperaturas y caudales registrados en cada uno de los ensayos de la Serie A (caudal de agua 12m³/h).

Número Ensayo	Ventilador en servicio			Datos lado aire								Datos lado agua					
				T. medias registradas				T. medias corregidas				V. medios de caudal y T. registrados			T. medias corregidas		
	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	V <sub>3</sub>	T <sub>E,ve</sub>	TV <sub>1</sub>	TV <sub>2</sub>	TV <sub>3</sub>	TV1 <sub>c</sub>	TV2 <sub>c</sub>	TV3 <sub>c</sub>	T <sub>S,ve</sub>	F <sub>1</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T1 <sub>c</sub>	T2 <sub>c</sub>	
1	1	1	1	14,7	17,9	18,1	18,9	17,8	17,8	18,7	18,1	11,9	29,0	22,6	28,9	22,2	
2	1	0	0	13,6	17,0	-	-	16,9	-	-	16,9	11,7	31,1	27,0	31,0	26,5	
3	0	1	0	13,9	-	18,4	-	-	18,1	-	18,1	11,9	30,9	27,0	30,9	26,6	
4	0	0	1	14,0	-	-	19,1	-	-	18,9	18,9	11,8	31,0	27,1	30,9	26,7	
5	1	1	0	14,0	17,4	17,8	-	17,3	17,5	-	17,4	11,8	29,2	23,8	29,1	23,4	
6	0	1	1	14,5	-	18,4	18,5	-	18,1	18,3	18,2	11,8	29,7	24,0	29,6	23,6	
7	1	0	1	14,6	17,7	-	18,6	17,6	-	18,4	36,0	11,8	29,4	24,2	29,3	23,7	

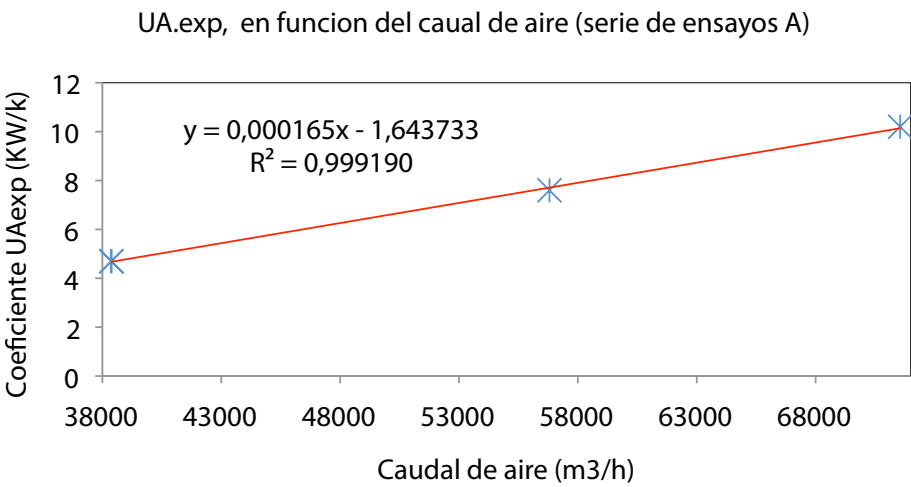


Figura All.4.15 Correlación entre el caudal de aire que circula por la aerorefrigerante y los valores de UA<sub>exp</sub>  
Datos obtenidos en los ensayos realizados en la serie A.

## All.5. Valores registrados en los ensayos realizados para determinar de forma experimental el coeficiente global de transferencia de calor ( $UA_{exp}$ ) del aerorefrigerante (Serie B)

### All.5.1. Valores registrados con caudal de agua $6\text{m}^3/\text{h}$ y ventiladores $V_1, V_2$ y $V_3$ en servicio

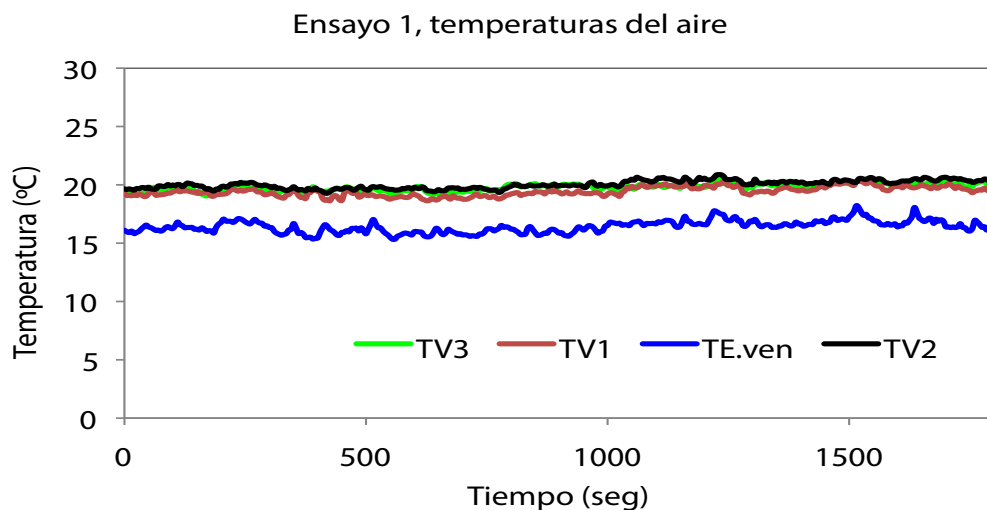


Figura All.5.1 Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°1 de la serie B.

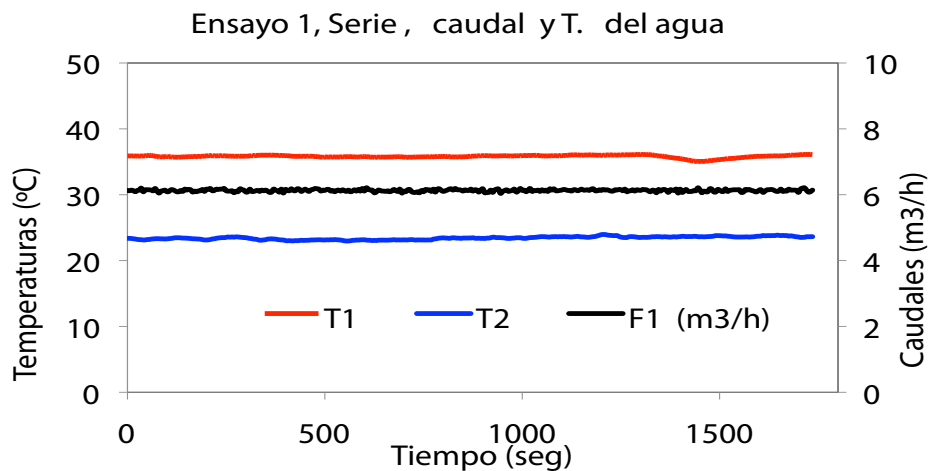


Figura All.5.2 Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°1 de la serie B.



## All.5.2. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>1</sub> en servicio y V<sub>2</sub> y V<sub>3</sub> parados

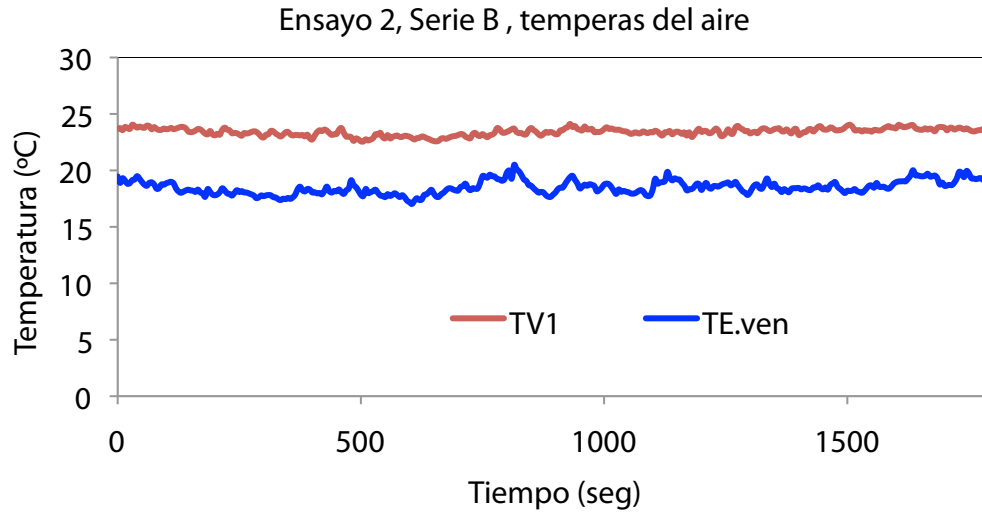


Figura All.5.3. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°2 de la serie B.

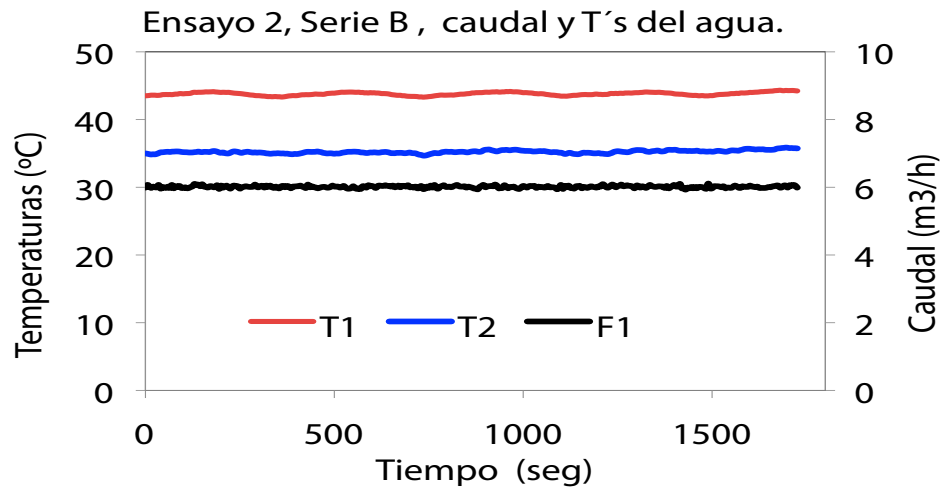


Figura All.5.4. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°2 de la serie B.

### All.5.3. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>2</sub> en servicio y V<sub>1</sub> y V<sub>3</sub> parados

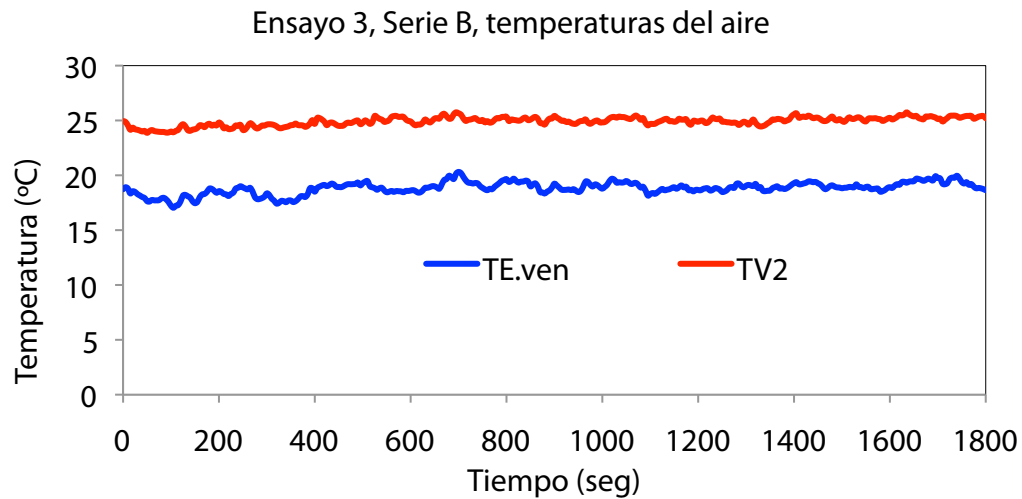


Figura All.5.5 Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°3 de la serie B.

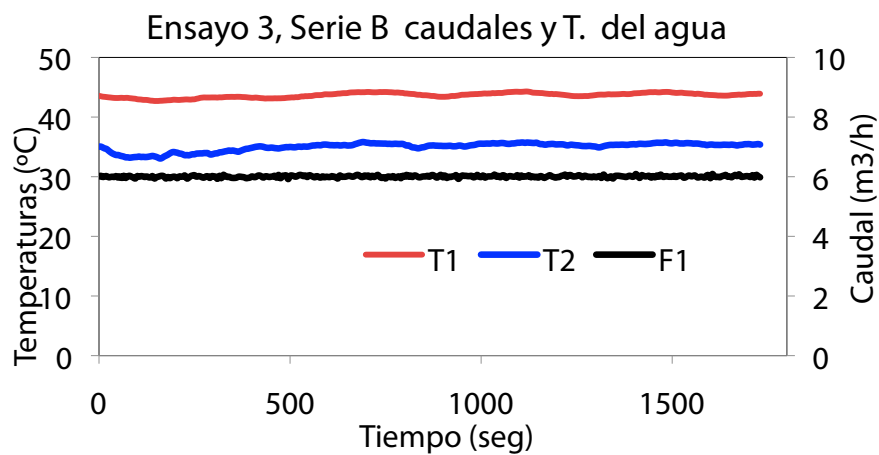


Figura All.5.6 Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°3 de la serie B.

## All.5.4. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>3</sub> en servicio y V<sub>2</sub> y V<sub>1</sub> parados

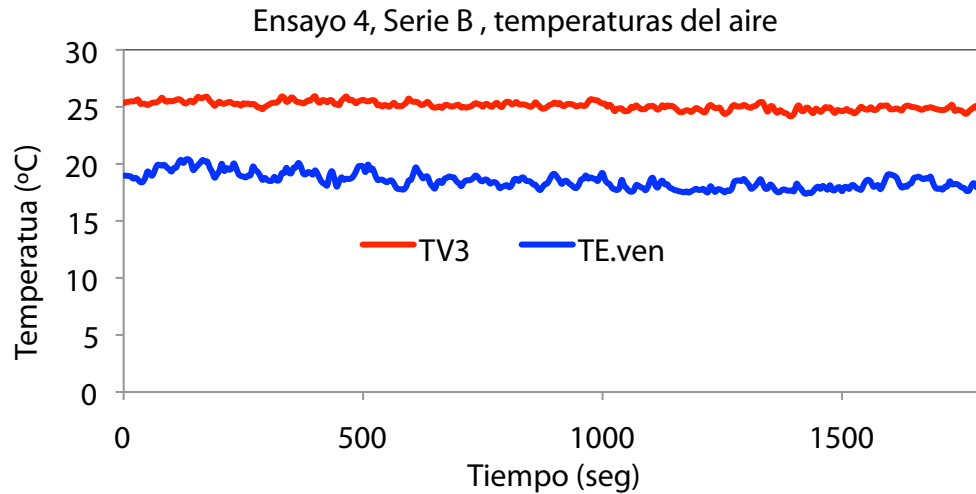


Figura All.5.7 Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°4 de la serie B.

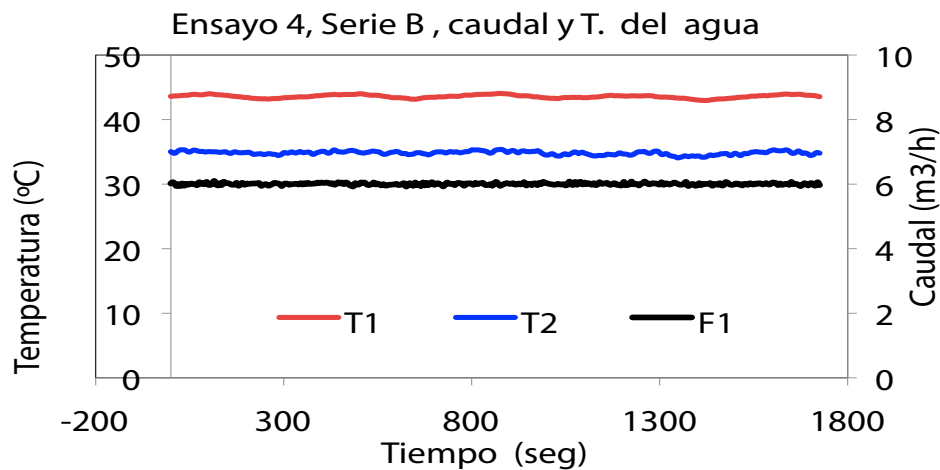


Figura All.5.8. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°4 de la serie B.

## All.5.5. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>2</sub> en servicio y V<sub>3</sub> parado

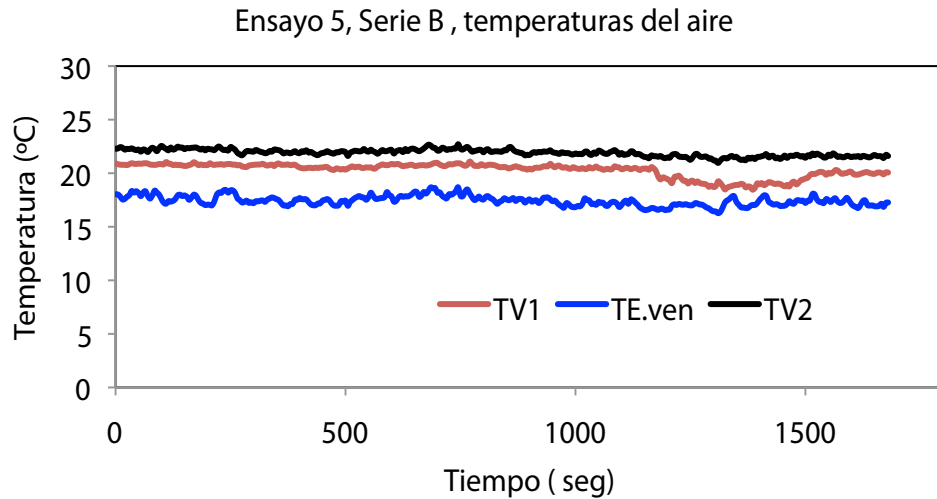


Figura All.5.9. Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°5 de la serie B.

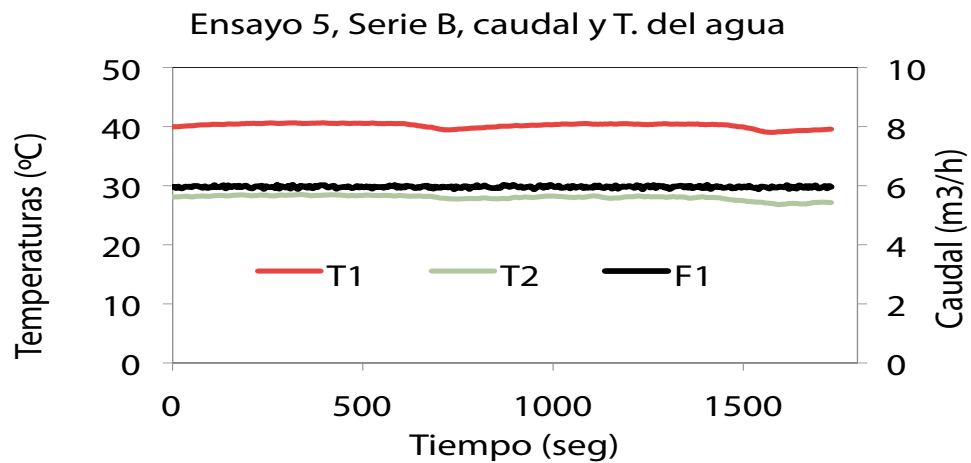


Figura All.5.10. Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°5 de la serie B.

## All.5.6. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>2</sub> y V<sub>3</sub> en servicio y V<sub>1</sub> parado

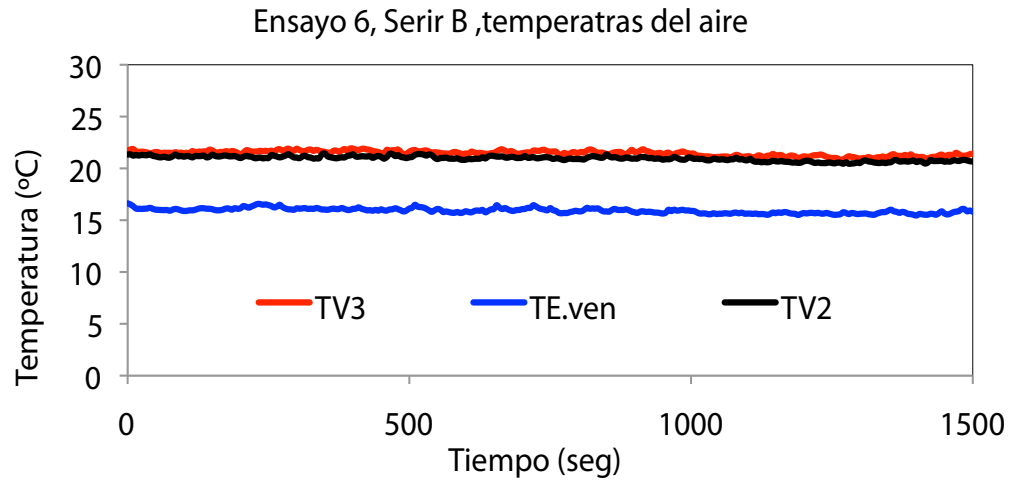


Figura All.5.11 Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°6 de la serie B.

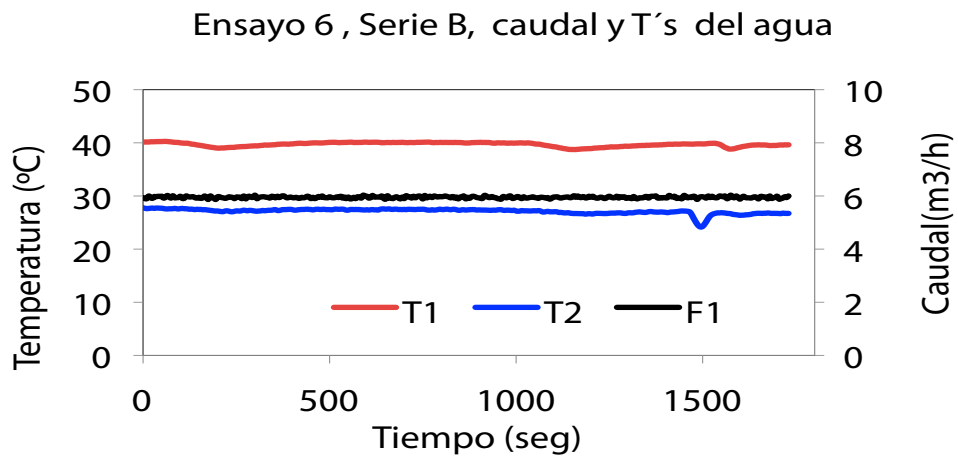


Figura All.5.12 Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°6 de la serie B.

## All.5.7. Valores registrados con caudal de agua 6 m<sup>3</sup>/h ventiladores V<sub>1</sub> y V<sub>3</sub> en servicio y V<sub>2</sub> parado

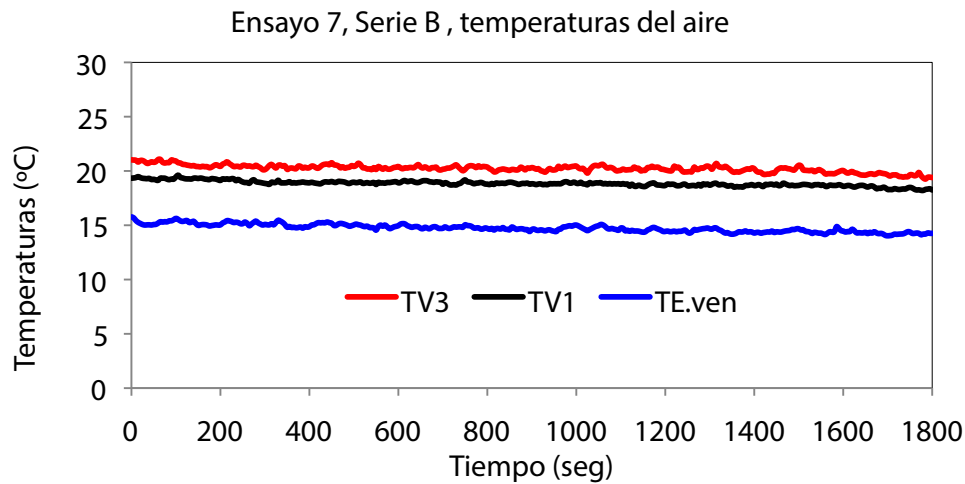


Figura All.5.13 Valores de temperatura de aire registrados durante el ensayo N°7 de la serie B.

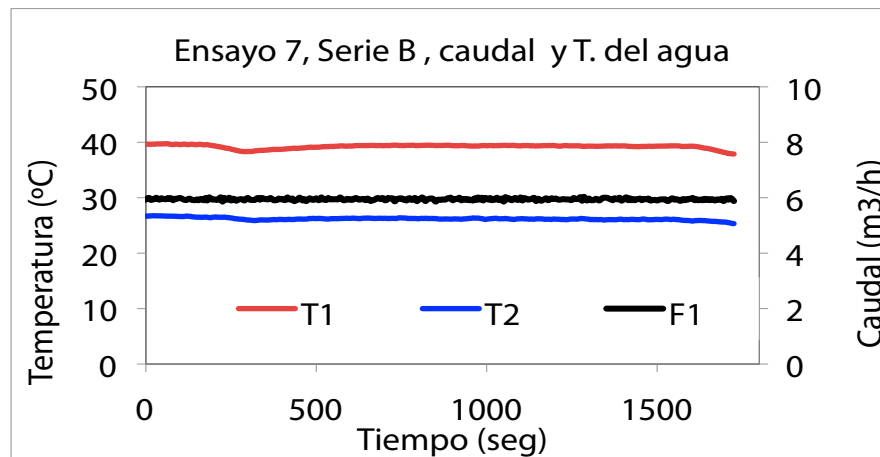


Figura All.5.14 Valores de caudal y temperatura de agua registrados durante el ensayo N°7 de la serie B.

## All.5.8. Valores medios de las temperaturas y caudales registrados en cada uno de los ensayos y valores de las temperaturas corregidas, teniendo en cuenta el error de cada una de las sondas

Tabla All.5.1 Valores medios de las temperaturas y caudales registrados en cada uno de los ensayos realizados en la serie B  
(caudal de agua 6m³/h).

Número Ensayo	Ventilador en servicio			Datos lado aire									Datos lado agua				
				T. medias registradas				T. medias corregidas					V. medios de caudal y T. registrados			T. medias corregidas	
	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	V <sub>3</sub>	T <sub>E,wb</sub>	TV <sub>1</sub>	TV <sub>2</sub>	TV <sub>3</sub>	TV1 <sub>c</sub>	TV2 <sub>c</sub>	TV3 <sub>c</sub>	T <sub>S,wb</sub>	F <sub>1</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T1 <sub>c</sub>	T2 <sub>c</sub>	
1	1	1	1	16,4	19,4	20	19,8	19,4	19,8	19,6	19,6	6,1	35,8	23,4	35,7	23	
2	1	0	0	18,5	23,4	-	-	23,4	-	-	23,4	6	43,8	35,2	43,7	34,6	
3	0	1	0	18,8	-	24,9	-	-	24,6	-	24,6	6	43,7	35	43,5	34,4	
4	0	0	1	18,5	-	-	25,1	-	-	24,9	24,9	6	43,6	34,8	43,5	34,3	
5	1	1	0	17,4	20,3	21,9	-	20,2	21,6	-	20,9	6	40,4	28,2	40,5	27,7	
6	0	1	1	15,9	-	21	21,5	-	20,7	21,3	21	6	39,7	27,1	39,6	26,7	
7	1	0	1	14,7	18,9	-	20,2	18,8	-	20	19,4	5,9	39,2	26,2	39,1	25,7	

UA.exp, en funcion del caual de aire (serie de ensayos A)

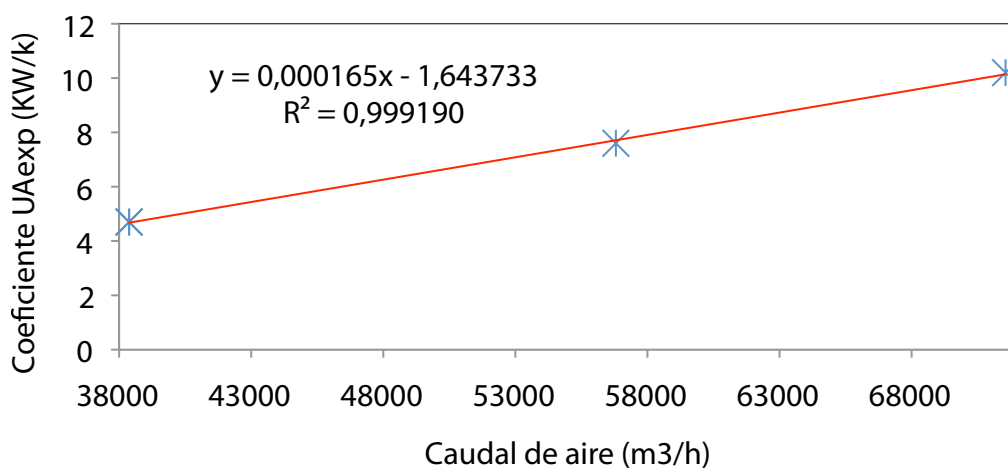


Figura All.5.15 Correlación entre el caudal de aire que circula por la aerorefrigerante y los valores de UA<sub>exp</sub>.  
Datos obtenidos en los ensayos realizados en la serie B.

## All.6. Ecuaciones programadas en el programa de cálculo EES-1 para determinar los límites de caudal y temperatura en los ensayos de máquinas refrigeradas por agua con el banco alineado en configuración invierno

### Nomenclatura

- **COP**, - Coeficiente de rendimiento
- **F**, - Caudal volumétrico ( $\text{m}^3/\text{h}$ )/Circuito de agua asociado a un caudalímetro
- **K**, - Conductividad térmica ( $\text{W}/\text{m.k}$ )/ constante de proporcionalidad entre el caudal de la  $\Delta P$  de un circuito
- **P**, - Potencia ( $\text{kW}$ );bomba de circulación de agua; presión (bar)
- **Q**, - Carga térmica ( $\text{kW}$ )
- **T**, - Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )
- **I** - Intermbiadado
- **$\Delta P$** , - Caída de presión (bar)

### Subíndices

- **M**, - Máquina
- **a**, - Absorbedor
- **c**, - Condensador
- **eva**, - Evaporador
- **ge**, - Generador
- **ai**, - Aire
- **ag** - agua
- **ex**, - Exterior
- **max** - Máxima
- **aero** - Aerorefrigerante

### Parámetros de la máquina

- **$F_{\text{evaM}}$**
- **$F_{\text{c/aM}}$**
- **$F_{\text{geM}}$**
- **$\Delta P_{\text{evaM}}$**
- **$\Delta P_{\text{c/aM}}$**
- **$\Delta P_{\text{geM}}$**
- **$Q_{\text{eva}}$**
- **COP**



### Parámetros de ensayo

- $T_{ge}$
- $T_{eva}$
- $T_{c/a}$
- $F_1$
- $F_2$
- $F_3$
- $F_4$
- $F_5$
- $F_6$
- $F_{ai}$

### Parámetros del banco

- $P_{ag.F1}$
- $P_{ag.F2}$
- $P_{ag.F2}$
- $P_{ag.F3}$
- $P_{ag.F4}$
- $P_{ag.F5}$
- $P_{ag.F6}$
- $P_{ag.F7}$
- $P_{ai}$

### Sistema de ecuaciones

$$K_{ge.M} = \frac{\Delta_{Pge.M}}{F_{ge.M}^2}$$

$$K_{c,a.M} = \frac{\Delta_{Pc,a.M}}{F_{c,a.M}^2}$$

$$K_{ev a.M} = \frac{\Delta P_{ev a.M}}{F_{ev a.M}^2}$$

$$Q_{ev a} = P_{frio}$$

$$Q_{ge} = \frac{Q_{eva}}{COP}$$

$$Q_{c,a} = Q_{eva} + Q_{ge}$$

### Caudal máximo (circuito condensador/asorbedor)

$$1,44 - 0,055 \cdot F_{4max} + 0,004 \cdot F_4^2 - 0,00008 \cdot F_{4max}^3 = -0,0044 + 0,005 \cdot F_{4max} + 0,0013 \cdot F_{4max}^2 + K_{c,a.M} \cdot F_{4max}^2$$

### Caudal máximo (circuito generador)

$$3,4 + 0,0002 \cdot F_{6\max} - 0,003 \cdot F_{6\max}^2 = 0,0031 + 0,0105 \cdot F_{6\max} + 0,005 \cdot F_{6\max}^2 + K_{ge.M} \cdot F_{6\max}^2$$

### Caudal máximo (circuito evaporador)

$$1,698 - 0,0546 \cdot F_{5\max} - 0,0006 \cdot F_{5\max}^2 = 0,0164 + 0,0183 \cdot F_{5\max} + 0,0368 \cdot F_{5\max}^2 + K_{ev a.M} \cdot F_{5\max}^2$$

## All.6.1. Cálculo de UA I-3

### Datos I-3

$$N_{pla,I3} = 42$$

$$D_{H,I3} = 0,006$$

$$S_{paso,I3} = 0,0129$$

$$S_{I3} = 6$$

$$e_{pla} = 0,0005$$

$$K_{pla} = 16,1$$

$$a_{I3} = 0,3$$

$$b_{I3} = 0,5079$$

$$F_2 = 0,7 \cdot F_1$$

$$F_4 = F_{c.a.M}$$

$$T_{F2} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$T_{F4} = \frac{T_8 + T_{7\min}}{2}$$

### Lado Agua fría - F<sub>2</sub>

$$V_{F2} = \frac{F_2}{S_{paso,I3} \cdot 3.600}$$

$$Pr_{F2} = Pr(\text{water}, T = T_{F2}, P = P_{ag,F2})$$

$$k_{ag,F2} = k(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$\mu_{F2} = \text{Visc}(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$\rho_{ag,F2} = \rho(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$Re_{F2} = V_{F2} \cdot D_{H,I3} \cdot \frac{\rho_{ag,F2}}{\mu_{F2}}$$

$$N_{ul,F2} = a_{I3} \cdot Re_{F2}^{bI3} \cdot Pr_{F2}^{0,333}$$

$$h_{F2} = N_{ul,F2} \cdot \frac{k_{ag,F2}}{D_{H,I3}}$$

### Lado Agua caliente – F4

$$V_{F4} = \frac{F_4}{S_{paso,I3} \cdot 3.600}$$

$$Pr_{F4} = Pr(\text{water}, T = T_{F4}, P = P_{ag,F4})$$

$$k_{ag,F4} = k(\text{water}, T = T_{F4}, x = 0)$$

$$\mu_{F4} = \text{Visc}(\text{water}, T = T_{F4}, P = P_{ag,F4})$$

$$\rho_{ag,F4} = \rho(\text{water}, T = T_{F4}, x = 0)$$

$$Re_{F4} = V_{F4} \cdot D_{H,I3} \cdot \frac{\rho_{ag,F4}}{\mu_{F4}}$$

$$N_{ul,F4} = a_{I3} \cdot Re_{F4}^{bI3} \cdot Pr_{F4}^{0.333}$$

$$h_{F4} = N_{ul,F4} \cdot \frac{k_{ag,F4}}{D_{H,I3}}$$

$$U_{I3} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F2}} + \frac{e_{pla}}{K_{pla}} + \frac{1}{h_{F4}}}$$

$$UA_{I3} = \frac{U_{I3} \cdot S_{I3}}{1.000}$$

## All.6.2. Cálculo UA I-4

### Datos I-4

$$N_{pla,I4} = 32$$

$$D_{H,I4} = 0,006$$

$$S_{paso,I4} = 0,0129$$

$$S_{I4} = 6$$

$$a_{I4} = 0,3$$

$$b_{I4} = 0,5079$$

$$F_3 = 0,3 \cdot F_1$$

$$F_5 = F_{ev \text{ a.M}}$$

$$TF_3 = \frac{T_5 + T_6}{2}$$

$$TF_5 = \frac{T_9 + T_{10\max}}{2}$$

### Lado agua caliente

$$V_{F3} = \frac{F_3}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3.600}$$

$$Pr_{F3} = Pr(\text{water}, T = T_{F3}, P = P_{\text{ag},F3})$$

$$kag_{F3} = k(\text{water}, T = T_{F3}, x = 0)$$

$$\mu_{F3} = \text{Visc}(\text{water}, T = T_{F3}, x = 0)$$

$$\rho_{\text{ag},F3} = \rho(\text{water}, T = T_{F3}, x = 0)$$

$$Re_{F3} = V_{F3} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{P_{\text{ag},F3}}{\mu_{F3}}$$

$$N_{\text{ul},F3} = a_{I4} \cdot Re_{F3}^{bI4} \cdot Pr_{F3}^{0,333}$$

$$h_{F3} = N_{\text{ul},F3} \cdot \frac{kag_{F3}}{D_{H,I4}}$$

### Lado agua fría

$$V_{F5} = \frac{F_5}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3.600}$$

$$Pr_{F5} = Pr(\text{water}, T = T_{F5}, P = P_{\text{ag},F5})$$

$$kag_{F5} = k(\text{water}, T = T_{F5}, x = 0)$$

$$m_{F5} = \text{Visc}(\text{water}, T = T_{F5}, P = P_{\text{ag},F5})$$

$$\rho_{\text{ag},F5} = \rho(\text{water}, T = T_{F5}, x = 0)$$

$$Re_{F5} = V_{F5} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F5}}{\mu_{F5}}$$

$$N_{\text{ul},F5} = a_{I4} \cdot Re_{F5}^{bI4} \cdot Pr_{F5}^{0,333}$$

$$h_{F5} = N_{\text{ul},F5} \cdot \frac{kag_{F5}}{D_{H,I4}}$$

$$U_{I4} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F3}} + \frac{e_{\text{pla}}}{K_{\text{pla}}} + \frac{1}{h_{F5}}}$$

$$U_{I4} = \frac{U_{I4} \cdot S_{I4}}{1.000}$$

## AII.6.3. Cálculo de temperaturas

### Cálculo de T<sub>1</sub> y T<sub>2</sub>

$$UA_{aere} = 0,0001654 \cdot F_{ai} - 1,644$$

$$q_{aere} = Q_{ge}$$

$$q_{aere} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{F_1}{3.600} \cdot cp_{ag,F1} \cdot \rho_{ag,F1}$$

$$q_{aere} = (T_{ex1} - T_{ex2}) \cdot \frac{F_1}{3.600} \cdot cp_{ai} \cdot \rho_{ai}$$

$$q_{aere} = UA_{aere} \cdot \Delta T_{LM,aere}$$

$$Arg_{1,Aere} = T_1 - T_{ex2}$$

$$Arg_{2,Aere} = T_2 - T_{ex}$$

$$\Delta T_{LM,aere} = ((Arg_{1,Aere}^{0,3273} + Arg_{2,Aere}^{0,3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$T_{F1} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_{ex,m} = \frac{T_{ex2} + T_{ex}}{2}$$

$$cp_{ag,F1} = Cp(\text{water}, T = T_{F1}, x = 0)$$

$$\rho_{ag,F1} = \rho(\text{water}, T = T_{F1}, x = 0)$$

$$\rho_{ai} = \rho(\text{Air}_{ha}, T = T_{ex,m}, P = P_{ai})$$

### Cálculo de T<sub>3</sub> y T<sub>4</sub>

$$T_3 = T_2$$

$$T_4 = T_3 + Q_{eva} \cdot \left[ \frac{1 + \frac{1}{COP}}{\rho_{ag,F2} \cdot Cp_{ag,F2} \cdot \frac{F_2}{3.600}} \right]$$

$$Cp_{pag,F2} = Cp(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

### Cálculo de T<sub>5</sub> y T<sub>6</sub>

$$T_5 = T_2$$

$$T_6 = T_5 - \frac{P_{frio}}{\rho_{ag,F3} \cdot Cp_{ag,F3} \cdot \frac{F_3}{3.600}}$$

$$Cp_{ag,F3} = Cp(\text{water}, T = T_{F3}, P = P_{ag,F3})$$

### Cálculo de $T_7$ y $T_8$

$$(T_8 - T_{7\text{mini}}) \cdot \frac{F_4}{3600} \cdot \rho_{\text{ag},F4} \cdot C_{p_{\text{ag},F4}} = P_{\text{frio}} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\text{COP}} \right]$$

$$\text{Arg}_{1,13} = T_8 - T_4$$

$$\text{Arg}_{2,13} = T_{7\text{mini}} - T_3$$

$$\Delta T_{\text{LM},13} = ((\text{Arg}_{1,13}^{0.3273} + \text{Arg}_{2,13}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$U_{A13} \cdot \Delta T_{\text{LM},13} = P_{\text{frio}} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\text{COP}} \right]$$

$$C_{p_{\text{ag},F4}} = C_p(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$q_{13} = (T_8 - T_{7\text{mini}}) \cdot \frac{F_4}{3600} \cdot C_{p_{\text{ag},F4}} \cdot \rho_{\text{ag},F4}$$

### Cálculo de $T_9$ y $T_{10}$

$$(T_{9\text{max}} - T_{10}) \cdot \frac{F_5}{3600} \cdot \rho_{\text{ag},F5} \cdot c_{p_{\text{ag},F5}} = P_{\text{frio}}$$

$$\text{Arg}_{1,14} = T_5 - T_{9\text{max}}$$

$$\text{Arg}_{2,14} = T_6 - T_{10}$$

$$\Delta T_{\text{LM},14} = ((\text{Arg}_{1,14}^{0.3273} + \text{Arg}_{2,14}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$U_{A14} \cdot \Delta T_{\text{LM},14} = P_{\text{frio}}$$

$$c_{p_{\text{ag},F5}} = C_p(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

### Cálculo de $T_{11}$ y $T_{12}$

$$F_6 = F_{\text{ge.M}}$$

$$T_{11\text{max}} = 120$$

$$T_{F6} = \frac{T_{11\text{max}} + T_{12}}{2}$$

$$(T_{11\text{max}} - T_{12}) \cdot \frac{F_6}{3600} \cdot \rho_{\text{ag},F6} \cdot c_{p_{\text{ag},F6}} = \frac{P_{\text{frio}}}{\text{COP}}$$

$$c_{p_{\text{ag},F6}} = C_p(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$

$$\rho_{\text{ag},F6} = \rho(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$

## **All.7. Ecuaciones programadas en el programa de calculo EES-1.1 para determinar la frecuencia de las bombas $P_2$ , $P_3$ y $P_4$ para suministrar el caudal requerido en los ensayos y el caudal óptimo de aire del aerorefrigerante**

### **Nomenclatura**

La misma que la del Anexo AII.6

### **Parámetros de la máquina**

Los mismos que en Anexo AII.6

### **Parámetros de ensayo**

La misma que la del Anexo AII.6

### **Parámetros del banco**

- $P_{ag,F1}$  - 3
- $P_{ag,F2}$  - 3
- $P_{ag,F3}$  - 3
- $P_{ag,F4}$  - 3
- $P_{ag,F5}$  - 3
- $P_{ag,F6}$  - 3
- $P_{ag,F7}$  - 3
- $P_{ai}$  - 1

### **Sistema de ecuaciones**

$$K_{ge.M} = \frac{\Delta P_{ge.M}}{F_{ge.M}^2}$$

$$K_{eva.M} = \frac{\Delta P_{eva.M}}{F_{eva.M}^2}$$

$$K_{ge.M} = \frac{\Delta P_{ge.M}}{F_{ge.M}^2}$$

$$F4 = F4_{ensayo}$$

$$F5 = F5_{ensayo}$$

$$F6 = F6_{ensayo}$$

$$F2 = 0.7 \cdot F1$$

$$F3 = 0.3 \cdot F1$$

$$T_{F1} = \frac{T1 + T2}{2}$$

$$T_{F3} = \frac{T5 + T6}{2}$$

$$T_{F4} = \frac{T8 + T7}{2}$$

$$T_{F5} = \frac{T9 + T10}{2}$$

$$T_{F6} = \frac{T11 + T12}{2}$$

$$\Delta P_{c,a} = K_{c,a,M} \cdot F4^2$$

$$\Delta P_{eva} = K_{eva,M} \cdot F5^2$$

$$\Delta P_{ge} = K_{ge,M} \cdot F6^2$$

$$Q_{eva} = P_{frio}$$

$$Q_{ge} = \frac{Q_{eva}}{COP}$$

$$Q_{c,a} = Q_{eva} + Q_{ge}$$

### **Cálculo de Frecuencia $P_2$ para ensayo (circuito condensador/asorbedor)**

$$\Delta P_{P2} = 1.44 - 0.05 \cdot F4 - 0.004 \cdot F4^2 - 0.00008 \cdot F4^3$$

$$\Delta P_{cir.c,a} = -0.0044 + 0.005 \cdot F4 + 0.0013 \cdot F4^2$$

$$HzP2 = \frac{50}{\left[ \frac{\Delta P_{P2}}{\Delta P_{cir.c,a} + \Delta P_{c,a}} \right]^{0.5}}$$

### **Cálculo de Frecuencia $P_3$ para ensayo (circuito evaporador)**

$$\Delta P_{P3} = 1.69 - 0.054 \cdot F5 - 0.0006 \cdot F5^2$$

$$\Delta P_{cir.eva} = 0.016 + 0.019 \cdot F5 + 0.037 \cdot F5^2$$

$$HzP3 = \frac{50}{\left[ \frac{\Delta P_{P3}}{\Delta P_{cir.eva} + \Delta P_{eva}} \right]^{0.5}}$$

### **Cálculo de Frecuencia $P_3$ para ensayo (circuito evaporador)**

$$\Delta P_{P4} = 3.49 + 0.002 \cdot F6 - 0.0031 \cdot F6^2$$

$$\Delta P_{cir.ge} = 0.0031 + 0.0105 \cdot F6 + 0.0053 \cdot F6^2$$



$$HzP4 = \frac{50}{\left[ \frac{\Delta P_{P4}}{\Delta P_{cir.ge} + \delta P_{ge.M}} \right]^{0.5}}$$

## All.7.1. Cálculo de UA I-3

### Cálculo de Frecuencia $P_3$ para ensayo (circuito evaporador)

$$N_{pla,13} = 42$$

$$D_{H,13} = 0.006$$

$$S_{paso,13} = 0.0129$$

$$S_{13} = 6$$

$$e_{pla} = 0.0005$$

$$K_{pla} = 16.1$$

$$a_{13} = 0.3$$

$$b_{13} = 0.5079$$

$$F2 = 0.7 \cdot F1$$

$$F4 = F_{c,a.M}$$

$$T_{F2} = \frac{T3 + T4}{2}$$

$$T_{F4} = \frac{T8 + T7_{mini}}{2}$$

### Lado Agua fría $F_2$

$$V_{F2} = \frac{F2}{S_{paso,13} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F2} = Pr(\text{water}, T=T_{F2}, P=P_{ag,F2})$$

$$kag_{F2} = k(\text{water}, T=T_{F2}, x=0)$$

$$\mu_{F2} = Visc(\text{water}, T=T_{F2}, x=0)$$

$$\rho_{ag,F2} = \rho(\text{water}, T=T_{F2}, x=0)$$

$$Re_{F2} = V_{F2} \cdot D_{H,13} \cdot \frac{\rho_{ag,F2}}{\mu_{F2}}$$

$$N_{ul,F2} = a_{13} \cdot Re_{F2}^{b_{13}} \cdot Pr_{F2}^{0.333}$$

$$h_{F2} = N_{ul,F2} \cdot \frac{kag_{F2}}{D_{H,13}}$$

### Lado Agua caliente F<sub>4</sub>

$$V_{F4} = \frac{F4}{S_{\text{paso},I3} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F4} = Pr(\text{water}, T=T_{F4}, P=P_{\text{ag},F4})$$

$$k_{\text{ag},F4} = k(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$\mu_{F4} = \text{Visc}(\text{water}, T=T_{F4}, P=P_{\text{ag},F4})$$

$$\rho_{\text{ag},F4} = \rho(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$Re_{F4} = V_{F4} \cdot D_{H,I3} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F4}}{\mu_{F4}}$$

$$N_{\text{ul},F4} = a_{I3} \cdot Re_{F4}^{b_{I3}} \cdot Pr_{F4}^{0.333}$$

$$h_{F4} = N_{\text{ul},F4} \cdot \frac{k_{\text{ag},F4}}{D_{H,I3}}$$

$$U_{I3} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F2}} + \frac{e_{\text{pla}}}{K_{\text{pla}}} + \frac{1}{h_{F4}}}$$

$$UA_{I3} = \frac{U_{I3} \cdot S_{I3}}{1000}$$

## All.7.2. Cálculo de UA I-4

### Datos I-4

$$N_{\text{pla},I4} = 32$$

$$D_{H,I4} = 0.006$$

$$S_{\text{paso},I4} = 0.0098$$

$$S_{I4} = 4.48$$

$$a_{I4} = 0.3$$

$$b_{I4} = 0.5079$$

$$F3 = 0.3 \cdot F1$$

$$F5 = F_{\text{eva},M}$$

$$T_{F3} = \frac{T5 + T6}{2}$$

$$T_{F5} = \frac{T9 + T10_{\text{max}}}{2}$$

## Lado Agua caliente

$$V_{F3} = \frac{F3}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F3} = \text{Pr}(\text{water}, T=T_{F3}, P=P_{\text{ag},F3})$$

$$k_{\text{ag},F3} = k(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$\mu_{F3} = \text{Visc}(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$\rho_{\text{ag},F3} = \rho(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$Re_{F3} = V_{F3} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F3}}{\mu_{F3}}$$

$$N_{ul,F3} = a_{I4} \cdot Re_{F3}^{b_{I4}} \cdot Pr_{F3}^{0.333}$$

$$h_{F3} = N_{ul,F3} \cdot \frac{k_{\text{ag},F3}}{D_{H,I4}}$$

## Lado Agua fria

$$V_{F5} = \frac{F5}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F5} = \text{Pr}(\text{water}, T=T_{F5}, P=P_{\text{ag},F5})$$

$$k_{\text{ag},F5} = k(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

$$\mu_{F5} = \text{Visc}(\text{water}, T=T_{F5}, P=P_{\text{ag},F5})$$

$$\rho_{\text{ag},F5} = \rho(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

$$Re_{F5} = V_{F5} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F5}}{\mu_{F5}}$$

$$N_{ul,F5} = a_{I4} \cdot Re_{F5}^{b_{I4}} \cdot Pr_{F5}^{0.333}$$

$$h_{F5} = N_{ul,F5} \cdot \frac{k_{\text{ag},F5}}{D_{H,I4}}$$

$$U_{I4} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F3}} + \frac{e_{\text{pla}}}{K_{\text{pla}}} + \frac{1}{h_{F5}}}$$

$$UA_{I4} = \frac{U_{I4} \cdot S_{I4}}{1000}$$

## Cálculo del caudal de aire

$$Arg_{1,\text{Aere}} = T1 - T_{\text{Sve}}$$

$$Arg_{2,\text{Aere}} = T2 - T_{\text{ex}}$$

$$Q_{\text{ge}} = UA_{\text{aere}} \cdot \Delta T_{\text{LM,aere}}$$

$$Q_{ge} = UA_{aere} \cdot \Delta T_{LM,aere}$$

$$Q_{ge} = (T_{Sve} - T_{ex}) \cdot \frac{F_{ai}}{3600} \cdot \rho_{ai} \cdot cp_{ai}$$

$$cp_{ai} = Cp(Air_{ha}, T=T_{ex,m}, P=P_{ai})$$

$$\rho_{ai} = \rho(Air_{ha}, T=T_{ex,m}, P=P_{ai})$$

$$T_{ex,m} = \frac{T_{ex} + T_{Sve}}{2}$$

$$\Delta T_{LM,aere} = ((Arg_{1,Aere}^{0.3273} + Arg_{2,Aere}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$UA_{aere} = 0.0001654 \cdot F_{ai} - 1.6942$$

## AII.7.3. Cálculo de temperaturas

### Cálculo de $T_1$ y $T_2$

$$Q_{ge} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{F_1}{3600} \cdot cp_{ag,F1} \cdot \rho_{ag,F1}$$

$$T_{F1} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$cp_{ag,F1} = Cp(water, T=T_{F1}, P=P_{ag,F1})$$

$$\rho_{ag,F1} = \rho(water, T=T_{F1}, x=0)$$

### Cálculo de $T_3$ y $T_4$

$$Q_{c,a} = (T_4 - T_3) \cdot \rho_{ag,F2} \cdot Cp_{ag,F2} \cdot \frac{F_2}{3600}$$

$$Cp_{ag,F2} = Cp(water, T=T_{F2}, x=0)$$

$$T_{F2} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$Arg_{1,I3} = T_8 - T_4$$

$$Arg_{2,I3} = T_7 - T_3$$

$$\Delta T_{LM,I3} = ((Arg_{1,I3}^{0.3273} + Arg_{2,I3}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$UA_{I3} \cdot \Delta T_{LM,I3} = Q_{c,a}$$

### Cálculo de $T_5$ y $T_6$

$$T_5 = T_2$$

$$Q_{eva} = (T_5 - T_6) \cdot \rho_{ag,F3} \cdot C_{p,ag,F3} \cdot \frac{F_3}{3600}$$

$$C_{p,ag,F3} = C_p(\text{water}, T=T_{F3}, P=P_{ag,F3})$$

### Cálculo de $T_7$ y $T_8$

$$T_7 = T_{7\text{ ensayo}}$$

$$Q_{c,a} = (T_8 - T_7) \cdot \frac{F_4}{3600} \cdot c_{p,ag,F4} \cdot \rho_{ag,F4}$$

$$c_{p,ag,F4} = C_p(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

### Cálculo de $T_9$ y $T_{10}$

$$T_{10} = T_{10\text{ ensayo}}$$

$$Q_{eva} = (T_9 - T_{10}) \cdot \frac{F_5}{3600} \cdot \rho_{ag,F5} \cdot c_{p,ag,F5}$$

$$c_{p,ag,F5} = C_p(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

### Cálculo de $T_{11}$ y $T_{12}$

$$T_{11} = T_{11\text{ ensayo}}$$

$$(T_{11} - T_{12}) \cdot \frac{F_6}{3600} \cdot \rho_{ag,F6} \cdot c_{p,ag,F6} = \frac{P_{frio}}{COP}$$

$$c_{p,ag,F6} = C_p(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$

$$\rho_{ag,F6} = \rho(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$

## **All.8. Ecuaciones programadas en programa de cálculo EES-2 para determinar los límites de caudal y temperatura en los ensayos de máquinas refrigeradas por agua en configuración verano**

### **Nomenclatura**

La misma que la del Anexo AII.6

### **Parámetros de la máquina**

Los mismos que en Anexo AII.6 más los parámetros de la bomba de calor.

### **Parámetros de la bomba de calor**

- $F_{1b}$
- $COP_b$
- $T_{lmax}$

### **Parámetros del banco**

- $P_{ag,F1} - 3$
- $P_{ag,F2} - 3$
- $P_{ag,F3} - 3$
- $P_{ag,F4} - 3$
- $P_{ag,F5} - 3$
- $P_{ag,F6} - 3$
- $P_{ag,F7} - 3$
- $P_{ai} - 1$

### **Sistema de ecuaciones**

$$K_{ge.M} = \frac{\Delta P_{ge.M}}{F_{ge.M}^2}$$

$$K_{eva.M} = \frac{\Delta P_{eva.M}}{F_{eva.M}^2}$$

$$Q_{eva} = P_{frio}$$

$$Q_{ge} = \frac{Q_{eva}}{COP}$$

$$Q_{c,a} = Q_{eva} + Q_{ge}$$

### Caudal máximo (circuito condensador/asorbedor)

$$1,44 - 0,055 \cdot F_{4\max} + 0,004 \cdot F_4^2 - 0,00008 \cdot F_{4\max}^3 = -0,0044 + 0,005 \cdot F_{4\max} + 0,0013 \cdot F_{4\max}^2 + K_{c,a.M} \cdot F_{4\max}^2$$

### Caudal máximo (circuito generador)

$$3,4 + 0,0002 \cdot F_{6\max} - 0,003 \cdot F_{6\max}^2 = 0,0031 + 0,0105 \cdot F_{6\max} + 0,005 \cdot F_{6\max}^2 + K_{ge.M} \cdot F_{6\max}^2$$

### Caudal máximo (circuito evaporador)

$$1,698 - 0,0546 \cdot F_{5\max} - 0,0006 \cdot F_{5\max}^2 = 0,0164 + 0,0183 \cdot F_{5\max} + 0,0368 \cdot F_{5\max}^2 + K_{ev a.M} \cdot F_{5\max}^2$$

## All.8.1. Cálculo de UA I-3

### Datos I-3

$$N_{pla,13} = 42$$

$$D_{H,13} = 0.006$$

$$S_{paso,13} = 0.0129$$

$$S_{13} = 6$$

$$e_{pla} = 0.0005$$

$$K_{pla} = 16.1$$

$$a_{13} = 0.3$$

$$b_{13} = 0.5079$$

$$F_2 = 0.7 \cdot F_1$$

$$F_4 = F_{c,a.M}$$

$$T_{F2} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$T_{F4} = \frac{T_8 + T_{7\min}}{2}$$

### Lado Agua fría $F_2$

$$V_{F2} = \frac{F_2}{S_{paso,13} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F2} = Pr(\text{water}, T = T_{F2}, P = P_{ag,F2})$$

$$k_{ag,F2} = k(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$\mu_{F2} = Visc(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$\rho_{ag,F2} = \rho(\text{water}, T = T_{F2}, x = 0)$$

$$Re_{F2} = V_{F2} \cdot D_{H,13} \cdot \frac{\rho_{ag,F2}}{\mu_{F2}}$$

$$N_{ul,F2} = a_{13} \cdot Re_{F2}^{b_{13}} \cdot Pr_{F2}^{0.333}$$

$$h_{F2} = N_{ul,F2} \cdot \frac{k_{ag,F2}}{D_{H,13}}$$

### Lado Agua caliente F<sub>4</sub>

$$V_{F4} = \frac{F4}{S_{paso,13} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F4} = Pr(\text{water}, T=T_{F4}, P=P_{ag,F4})$$

$$k_{ag,F4} = k(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$\mu_{F4} = Visc(\text{water}, T=T_{F4}, P=P_{ag,F4})$$

$$\rho_{ag,F4} = \rho(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$Re_{F4} = V_{F4} \cdot D_{H,13} \cdot \frac{\rho_{ag,F4}}{\mu_{F4}}$$

$$N_{ul,F4} = a_{13} \cdot Re_{F4}^{b_{13}} \cdot Pr_{F4}^{0.333}$$

$$h_{F4} = N_{ul,F4} \cdot \frac{k_{ag,F4}}{D_{H,13}}$$

$$U_{13} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F2}} + \frac{e_{pla}}{K_{pla}} + \frac{1}{h_{F4}}}$$

$$UA_{13} = \frac{U_{13} \cdot S_{13}}{1000}$$

## Al.8.2. Cálculo UA I-4

### Datos I-4

$$N_{pla,14} = 32$$

$$D_{H,14} = 0.006$$

$$S_{paso,14} = 0.0098$$

$$S_{14} = 4.48$$

$$a_{14} = 0.3$$

$$b_{14} = 0.5079$$

$$F3 = 0.3 \cdot F1$$

$$F5 = F_{eva.M}$$



$$T_{F3} = \frac{T5 + T6}{2}$$

$$T_{F5} = \frac{T9 + T10_{\max}}{2}$$

### Lado Agua caliente

$$V_{F3} = \frac{F3}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F3} = Pr(\text{water}, T=T_{F3}, P=P_{\text{ag},F3})$$

$$k_{\text{ag},F3} = k(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$\mu_{F3} = Visc(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$\rho_{\text{ag},F3} = \rho(\text{water}, T=T_{F3}, x=0)$$

$$Re_{F3} = V_{F3} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F3}}{\mu_{F3}}$$

$$N_{ul,F3} = a_{I4} \cdot Re_{F3}^{b_{I4}} \cdot Pr_{F3}^{0.333}$$

$$h_{F3} = N_{ul,F3} \cdot \frac{k_{\text{ag},F3}}{D_{H,I4}}$$

### Lado Agua fria

$$V_{F5} = \frac{F5}{S_{\text{paso},I4} \cdot 3600}$$

$$Pr_{F5} = Pr(\text{water}, T=T_{F5}, P=P_{\text{ag},F5})$$

$$k_{\text{ag},F5} = k(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

$$\mu_{F5} = Visc(\text{water}, T=T_{F5}, P=P_{\text{ag},F5})$$

$$\rho_{\text{ag},F5} = \rho(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

$$Re_{F5} = V_{F5} \cdot D_{H,I4} \cdot \frac{\rho_{\text{ag},F5}}{\mu_{F5}}$$

$$N_{ul,F5} = a_{I4} \cdot Re_{F5}^{b_{I4}} \cdot Pr_{F5}^{0.333}$$

$$h_{F5} = N_{ul,F5} \cdot \frac{k_{\text{ag},F5}}{D_{H,I4}}$$

$$U_{I4} = \frac{1}{\frac{1}{h_{F3}} + \frac{e_{\text{pla}}}{K_{\text{pla}}} + \frac{1}{h_{F5}}}$$

$$UA_{I4} = \frac{U_{I4} \cdot S_{I4}}{1000}$$

## AII.8.3. Cálculo de temperaturas

### Cálculo de $T_1$ y $T_2$

$$Q_{ge} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{F_1}{3600} \cdot c_{p,ag,F1} \cdot \rho_{ag,F1}$$

$$T_{F1} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$c_{p,ag,F1} = \text{Cp}(\text{water}, T=T_{F1}, P=P_{ag,F1})$$

$$\rho_{ag,F1} = \rho(\text{water}, T=T_{F1}, x=0)$$

$$UA_{aere} = 0.0001654 \cdot F_{ai} - 1.6437$$

$$q_{aere} = Q_{ge} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{COP_b} \right]$$

$$q_{aere} = (T_{1b} - T_{2b}) \cdot \frac{F_{1b}}{3600} \cdot c_{p,ag,F1,b} \cdot \rho_{ag,F1,b}$$

$$q_{aere} = (T_{Sve} - T_{ex}) \cdot \frac{F_{ai}}{3600} \cdot \rho_{ai} \cdot c_{p,ai}$$

$$q_{aere} = UA_{aere} \cdot \Delta T_{LM,aere}$$

$$Arg_{1,Aere} = T_{1b} - T_{Sve}$$

$$Arg_{2,Aere} = T_{2b} - T_{ex}$$

$$\Delta T_{LM,aere} = ((Arg_{1,Aere})^{0.3273} + Arg_{2,Aere}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$T_{F1,b} = \frac{T_{1b} + T_{2b}}{2}$$

$$T_{ex,m} = \frac{T_{Sve} + T_{ex}}{2}$$

$$c_{p,ag,F1,b} = \text{Cp}(\text{water}, T=T_{F1,b}, x=0)$$

$$\rho_{ag,F1,b} = \rho(\text{water}, T=T_{F1,b}, x=0)$$

$$c_{p,ai} = \text{Cp}(\text{Air}_{ha}, T=T_{ex,m}, P=P_{ai})$$

$$\rho_{ai} = \rho(\text{Air}_{ha}, T=T_{ex,m}, P=P_{ai})$$

$$T_{min,E,b} = T_{1b}$$

### Cálculo de $T_3$ y $T_4$

$$T_3 = T_2$$

$$T_4 = T_3 + Q_{ge} \cdot \left[ \frac{1 + \frac{1}{COP}}{\rho_{ag,F2} \cdot Cp_{ag,F2} \cdot \frac{F_2}{3600}} \right]$$

$$Cp_{ag,F2} = Cp(\text{water}, T=T_{F2}, x=0)$$

### Cálculo de $T_5$ y $T_6$

$$T_5 = T_2$$

$$T_6 = T_5 - \frac{P_{frio}}{\rho_{ag,F3} \cdot Cp_{ag,F3} \cdot \frac{F_3}{3600}}$$

$$Cp_{ag,F3} = Cp(\text{water}, T=T_{F3}, P=P_{ag,F3})$$

### Cálculo de $T_7$ y $T_8$

$$(T_8 - T_{7_{\min}}) \cdot \frac{F_4}{3600} \cdot \rho_{ag,F4} \cdot Cp_{ag,F4} = P_{frio} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{COP} \right]$$

$$Arg_{1,13} = T_8 - T_4$$

$$Arg_{2,13} = T_{7_{\min}} - T_3$$

$$\Delta T_{LM,13} = ((Arg_{1,13}^{0.3273} + Arg_{2,13}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$UA_{13} \cdot \Delta T_{LM,13} = P_{frio} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{COP} \right]$$

$$Cp_{ag,F4} = Cp(\text{water}, T=T_{F4}, x=0)$$

$$q_{13} = (T_8 - T_{7_{\min}}) \cdot \frac{F_4}{3600} \cdot Cp_{ag,F4} \cdot \rho_{ag,F4}$$

### Cálculo de $T_9$ y $T_{10}$

$$(T_9 - T_{10_{\max}}) \cdot \frac{F_5}{3600} \cdot \rho_{ag,F5} \cdot cp_{ag,F5} = P_{frio}$$

$$Arg_{1,14} = T_5 - T_9$$

$$Arg_{2,14} = T_6 - T_{10_{\max}}$$

$$\Delta T_{LM,14} = ((Arg_{1,14}^{0.3273} + Arg_{2,14}^{0.3273}) \cdot 0.5)^3$$

$$UA_{14} \cdot \Delta T_{LM,14} = P_{frio}$$

$$cp_{ag,F5} = Cp(\text{water}, T=T_{F5}, x=0)$$

### Cálculo de $T_{11}$ y $T_{12}$

$$F6 = F_{ge.M}$$

$$T_{11_{max}} = 120$$

$$T_{F6} = \frac{T_{11_{max}} + T_{12}}{2}$$

$$(T_{11_{max}} - T_{12}) \cdot \frac{F6}{3600} \cdot \rho_{ag,F6} \cdot cp_{ag,F6} = \frac{P_{frio}}{COP}$$

$$cp_{ag,F6} = Cp(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$

$$\rho_{ag,F6} = \rho(\text{water}, T=T_{F6}, x=0)$$



---

---

## Anexo III

### **AI.1. Procedimiento para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua trabajando a carga nominal, en configuración invierno**

Para desarrollar el procedimiento se toma como referencia el esquema simplificado de la figura 5.1, en el que se muestra el banco alineado en configuración invierno, para ensayar una máquina de absorción refrigerada por agua conectada en la estación de pruebas (EP-3).

Previo a la realización de los ensayos, las secuencias de acciones previas que hay que realizar, son las siguientes:

- a. Definir la norma a seguir para realizar los ensayos.
- b. Definir el caudal y la temperatura de ensayo de cada uno de los circuitos de la máquina a ensayar.
- c. Determinar la viabilidad del ensayo en las condiciones de temperatura del am-

biente exterior, utilizando el programa EES-1.

**d.** Determinar la frecuencia de trabajo de las bombas de circulación ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ ) y el caudal de aire del aerorefrigerante, mediante el programa EES-1.1.

**e.** Alinear el banco en configuración invierno para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua, actuando sobre las válvulas manuales del banco para que el circuito hidráulico sea el indicado en la Figura 5.1.

### III.1.1. Puesta en servicio de la máquina a ensayar

Una vez realizadas las acciones previas definidas en el punto anterior, los pasos a seguir para poner en servicio la máquina a ensayar son las siguientes:

1. Poner en servicio el sistema de control y adquisición de datos (SCADA).
2. Arrancar las bombas  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ , en automático y fijar el punto de consigna del control de caudal de dichas bombas a los valores requeridos en los ensayos.

Con las válvulas manuales colocadas a la salida de los intercambiadores  $I_3$  y  $I_4$ , ajustar los caudales para que el caudal ( $F_2$ ) que circula por el intercambiador  $I_3$  sea del orden de  $1/3$  del caudal total ( $F_1$ ) que circula por la bomba  $P_1$ .

3. Poner en automático las válvulas controladoras de temperatura:  $VCT_1$ ,  $VCT_2$ ,  $VCT_3$  y el control de velocidad del ventilador  $V_1$  (CHz-V1) y fijar el punto de consigna a los valores requeridos en los ensayos.

4. Poner en servicio la caldera de aceite térmico y fijar el punto de consigna del control de temperatura, unos  $10^\circ\text{C}$  por encima de la temperatura fijada para el agua caliente del generador.

5. Comprobar que el caudal de los tres circuitos es el requerido para los ensayos, que las desviaciones del valor medio respecto al valor de consigna es de  $\leq \pm 1\%$  y que las desviaciones de cada medición individual son de  $\leq \pm 2\%$  del valor de consigna.

Si las desviaciones de algunos de los caudales son superiores a las requeridas en los ensayos, variar las constantes del PID hasta conseguir que entren dentro de los límites requeridos.

6. Cuando la temperatura del generador ( $T_{23}$ ) haya llegado al valor requerido en los ensayos, arrancar la máquina a ensayar siguiendo las instrucciones del fabricante.

Cuando la máquina esté trabajando en condiciones estabilizadas, ajustar las constantes de las VCT's, hasta conseguir que las desviaciones de los valores medios respecto a los de consigna sean inferiores a  $\pm 0,2$  K para las temperaturas de entrada al generador ( $T_{23}$ ) y de  $\pm 0,3$  K para las de salida del evaporador ( $T_{22}$ ), y que las desviaciones de cada medición individual sean inferiores a  $\pm 0,5$  K para  $T_{22}$  y  $\pm 0,6$  K para  $T_{23}$ .

## AIII.1.2. Toma de datos del SCADA

Una vez que la máquina ha estado trabajando en condiciones estabilizadas durante 30 minutos, con los caudales y temperaturas dentro de los límites fijados en el punto anterior, hacer lo siguiente:

- a. Volcar sobre Excel los valores registrados por el SCADA de señales:  $T_{19}$ ;  $T_{20}$ ;  $T_{21}$ ;  $T_{22}$ ;  $T_{23}$ ;  $T_{24}$ ;  $F_4$ ;  $F_5$ ;  $F_6$ ;  $LKW_1$ ;  $LKW_2$ ;  $LKW_3$ ;  $TP_1$ ;  $TP_2$ ;  $TP_3$ ;  $TP_4$ ;  $TP_5$ ;  $TP_6$ .
- b. Cumplimentar la tabla 5.6 con los valores registrados en el SCADA.
- c. Hacer un gráfico de cada uno de los circuitos con los valores registrados en el SCADA durante el ensayo. En los gráficos se representará: el caudal, la temperatura de entrada y salida y presión de entrada y salida.  
En uno de los gráficos también se representará el consumo de energía eléctrica registrada por el SCADA.

## AIII.1.3. Determinación de las prestaciones de la máquina

Una vez que se han fijado las temperaturas y caudales de trabajo de la máquina, las prestaciones vienen definidas por: la potencia frigorífica del evaporador, la potencia calorífica del generador, la potencia del condensador/absorbedor, el consumo de energía eléctrica de la máquina, y por la caída de presión en el evaporador, en el generador y en el condensador/absorbedor.



### AIII.1.3.1. Cálculo de la potencia del evaporador, condensador/absorbedor y evaporador

La potencia de cada uno de los circuitos se determina en función de los valores medios de caudal y temperatura registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. Para una máquina conectada en la estación de pruebas EP-3, la potencia del generador se calcula con las sondas de temperatura  $T_{23}$  y  $T_{24}$  y con el caudalímetro  $F_6$ ; la del condensador/absorbedor con las sondas de temperatura  $T_{19}$  y  $T_{20}$  y con el caudalímetro  $F_4$ , y la del evaporador con las sondas de temperatura  $T_{21}$  y  $T_{22}$  y con el caudalímetro  $F_5$ .

### AIII.1.3.2. Cálculo de la pérdida de carga en los circuitos de la máquina

La pérdida de carga de cada uno de los circuitos se determina en función de los valores medios registrados por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo, de la diferencia de presión entre la entrada y la salida en los circuitos de la máquina. Para una máquina conectada en la estación de pruebas EP-3, la  $\Delta P$  del generador se mide con los transmisores de presión  $TP_5$  y  $TP_6$ ; la  $\Delta P$  del condensador/absorbedor con los transmisores de presión  $TP_1$  y  $TP_2$ ; y la  $\Delta P$  del evaporador con los transmisores de presión  $TP_3$  y  $TP_4$ .

### AIII.1.3.3. Cálculo del consumo de energía eléctrica

El consumo de energía eléctrica viene determinado por el consumo necesario para el funcionamiento de la máquina (sistema de control + bomba de solución), más parte del consumo de las bombas de circulación, destinado a vencer las pérdidas de carga en los intercambiadores.

El consumo de energía eléctrica de la bomba de solución y del sistema de control de la máquina a ensayar se calcula como el valor medio registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo.

El consumo de energía eléctrica de las bombas de circulación imputable a la máquina a ensayar, se calcula en función de los valores medios de caudal y  $\Delta P$  registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. Para realizar dichos cálculos se asume que la potencia de las bombas de los tres circuitos es igual o menor de 500W, y se aplican las ecuaciones: 5.1, 5.2 y 5.3.

### AIII.1.3.4. Determinación del $EER_t$ y $EER_{ele}$

Para determinar el  $EER_t$  y eléctrico el  $EER_{ele}$  sin tener en cuenta el consumo de las bombas de circulación imputable al consumo de energía eléctrica de la máquina a ensayar, aplicar las ecuaciones AIII.1-1 y AIII.1-2. Para determinar el rendimiento  $EER_{ter}$  y eléctrico el  $EER_{ele}$  teniendo en cuenta dicho consumo, aplicar las ecuaciones y AIII.1-3 y AIII.1-4.

$$(AIII.1-1) \quad EER_t = \frac{Q_{eva}}{Q_{ge}}$$

$$(AIII.1-2) \quad EER_{ele} = \frac{Q_{eva}}{Q_{CEE}}$$

$$(AIII.1-3) \quad EER_{ele,EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{CEE} + P_{ele,eva} + P_{ele,ge} + P_{ele,c/a}}$$

$$(AIII.1-4) \quad EER_{t,EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{ge}}$$

### AIII.1.3.5. Resultado de los ensayos

Una vez determinados los apartados de AIII.1.1 a AIII.1.4, cumplimentar la tabla 5.7 con los parámetros con los parámetros que definen las prestaciones de la máquina.

## **AlII.2. Resultados de los ensayos realizados para validar el procedimiento de los ensayos a carga nominal y valores calculados con los programas EES\_1; EES\_1.1**

### **AlII.2.1. Valores de caudales, temperaturas y presiones registrados durante los ensayos**

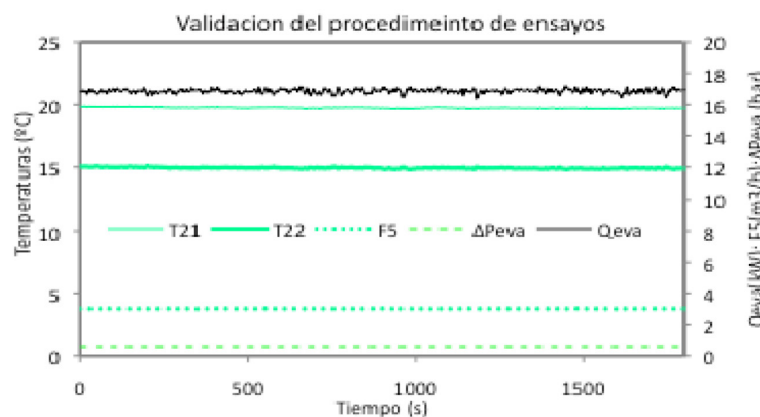


Figura AlII.2-1 Parámetros del circuito del evaporador.

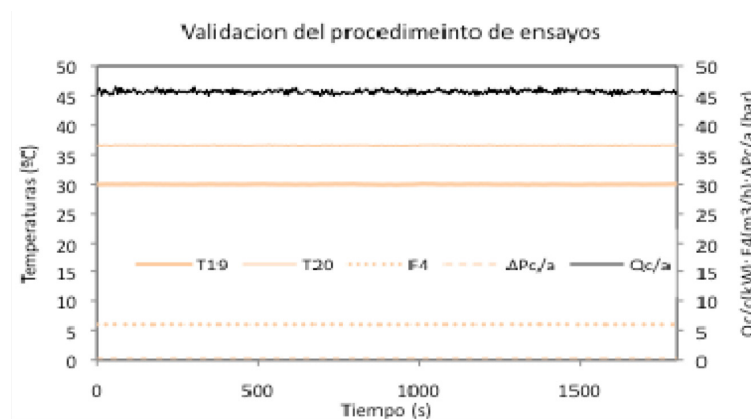


Figura AlII.2-2 Parámetros del circuito del c/a.

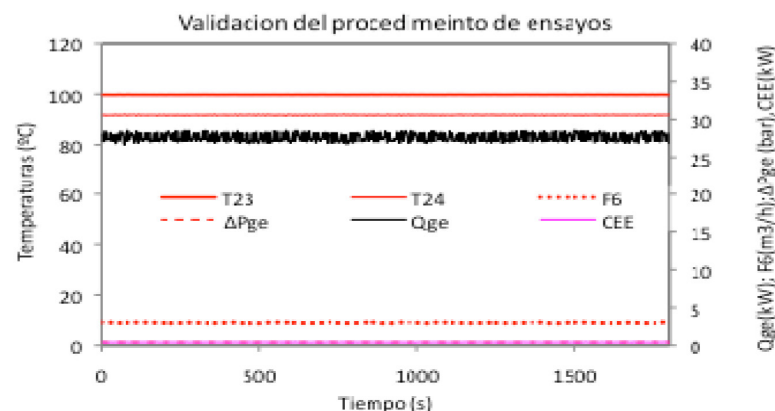
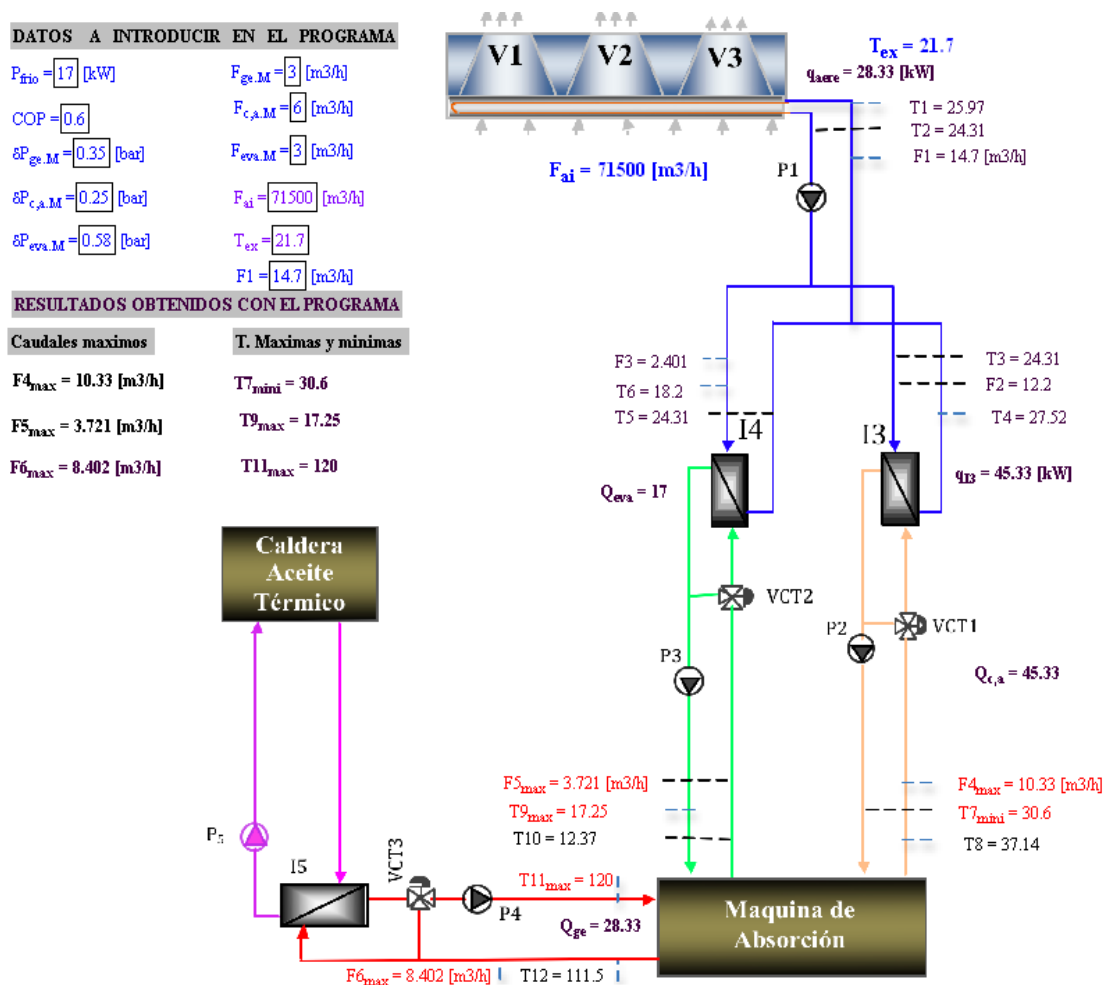
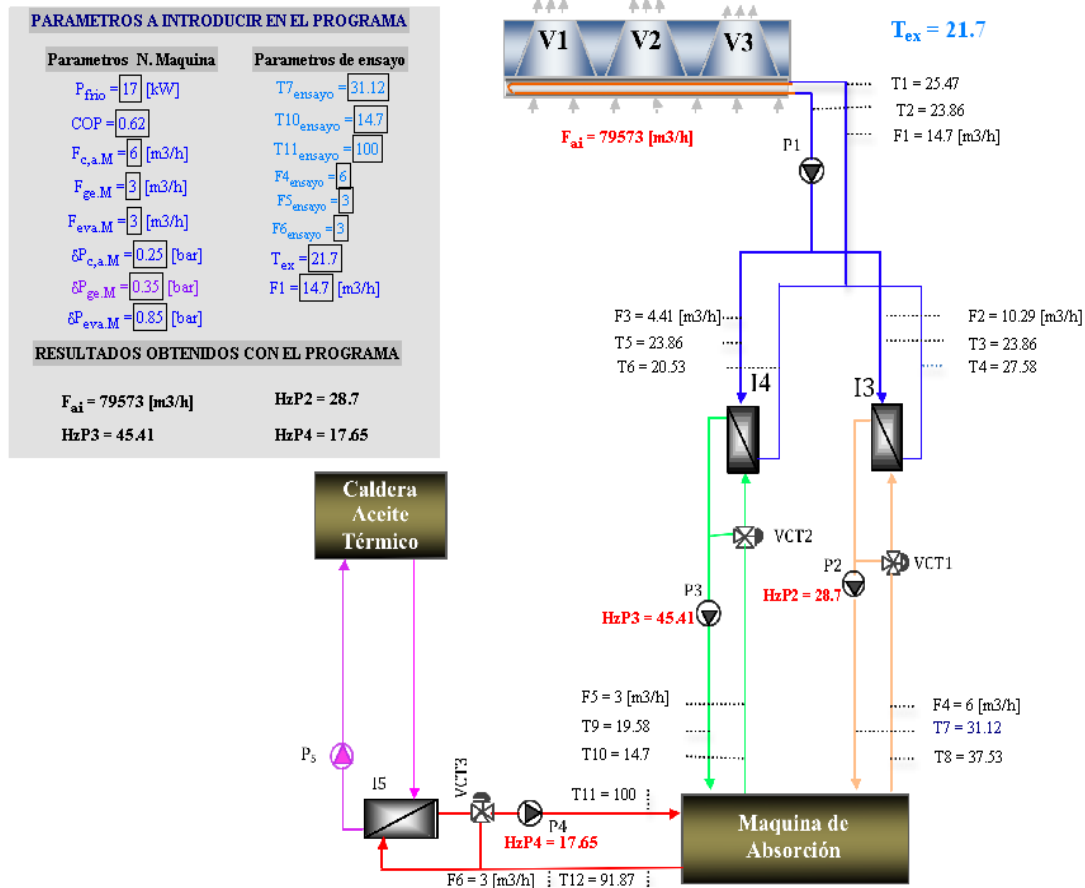


Figura AIII.2-3 Parámetros del circuito del generador.

III.2.2. Límites de caudal y temperatura obtenidos con el programa ESS\_1 para los parámetros de la máquina indicados en la tabla 5.7, y una temperatura ambiente ( $T_{\text{ex}}$ ) de 21,7°C



**All.2.3. Valores de caudal de aire y frecuencia de las bombas,** calculados con el programa ESS-1 para una  $T_{ex}$  de 21,7°C, y los parámetros de operación indicados en la tabla 5.7



### All.3. Procedimiento para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por agua, trabajando a carga nominal en configuración verano

Para desarrollar el procedimiento se toma como referencia el esquema simplificado de la figura 5.2, en el que se muestra el banco alineado en configuración verano, para ensayar una máquina de absorción refrigerada por agua, conectada en la estación de pruebas (EP-3).

Las acciones previas a realizar son las mismas que para la configuración invierno, excepto el punto 5, que requiere otro alineamiento y que para determinar los límites de ensayo se aplica el programa EES-2 en lugar del EES-1.

### AIII.3.1. Puesta en servicio de la máquina a ensayar

Una vez realizadas las acciones previas, los pasos a seguir para poner en servicio la máquina a ensayar son las siguientes:

1. Poner en servicio el sistema de control y adquisición de datos (SCADA).
2. Arrancar las bombas  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$ , en automático y fijar el punto de consigna del control de caudal de dichas bombas a los valores requeridos en los ensayos.
3. Con las válvulas manuales colocadas a la salida de los intercambiadores  $I_3$  y  $I_4$ , ajustar los caudales para que el caudal ( $F_2$ ) que circula por el intercambiador  $I_3$  sea del orden de  $1/3$  del caudal total ( $F_1$ ) que circula por la bomba  $P_1$ .
4. Arrancar los tres ventiladores y  $V_1$  ponerlo en automático.
5. Arrancar la bomba de calor agua/agua siguiendo la instrucciones del fabricante, y fijar el punto de consigna de la temperatura de agua fría en  $20^{\circ}\text{C}$ .
6. Poner en automático las válvulas controladoras de temperatura:  $VCT_1$ ,  $VCT_2$ ,  $VCT_3$  y el control de velocidad del ventilador  $V_1$  (CHZ-V1), y fijar el punto de consigna de los controladores a los valores requeridos en los ensayos.
7. Poner en servicio la caldera de aceite térmico y fijar el punto de consigna del control de temperatura, unos  $10^{\circ}\text{C}$  por encima de la temperatura fijada para el agua caliente del generador.
8. Comprobar que el caudal de los tres circuitos es el requerido para los ensayos, que las desviaciones del valor medio respecto al valor de consigna es de  $\leq \pm 1\%$  y que las desviaciones de cada medición individual son de  $\leq \pm 2\%$  del valor de consigna.  
Si las desviaciones de algunos de los caudales son superiores a las requeridas en los ensayos, variar las constantes del PID hasta conseguir que entren dentro de los límites requeridos.
9. Cuando la temperatura del generador ( $T_{23}$ ) haya llegado al valor requerido en los ensayos, arrancar la máquina a ensayar siguiendo las instrucciones del fabricante.

Cuando la máquina esté trabajando en condiciones estabilizadas, ajustar las constantes de las VCT's, hasta conseguir que las desviaciones de los valores medios respecto a los de consigna sean inferiores a  $\pm 0,2\text{ K}$  para las temperaturas de entrada al generador ( $T_{23}$ ) y

de  $\pm 0,3$  K para las de salida del evaporador ( $T_{22}$ ), y que las desviaciones de cada medición individual sean inferiores a  $\pm 0,5$  K para  $T_{22}$  y  $\pm 0,6$  K para  $T_{23}$ .

### AIII.3.2. Toma de datos del SCADA

Una vez que la máquina ha estado trabajando en condiciones estabilizadas durante 30 minutos, con los caudales y temperaturas dentro de los límites fijados en el punto anterior, hacer lo siguiente:

1. Volcar sobre Excel los valores registrados por el SCADA de señales:  $T_{19}$ ;  $T_{20}$ ;  $T_{21}$ ;  $T_{22}$ ;  $T_{23}$ ;  $T_{24}$ ;  $F_4$ ;  $F_5$ ;  $F_6$ ;  $LKW_1$ ;  $LKW_2$ ;  $LKW_3$ ;  $TP_1$ ;  $TP_2$ ;  $TP_3$ ;  $TP_4$ ;  $TP_5$ ;  $TP_6$ .
2. Cumplimentar la tabla AIII.3-1 con los valores registrados en el SCADA.
3. Hacer un gráfico con los parámetros de funcionamiento de cada uno de los circuitos de la máquina. En los gráficos se representará: el caudal, la temperatura de entrada y salida y presión de entrada y salida. En uno de los gráficos también se representará el consumo de energía eléctrica registrada por el SCADA.

### AIII.3.3. Determinación de las prestaciones de la máquina

Una vez que se han fijado las temperaturas y caudales de trabajo de la máquina, las prestaciones vienen definidas por: la potencia frigorífica del evaporador, la potencia calorífica del generador, la potencia del condensador/absorbedor, el consumo de energía eléctrica de la máquina, y por la caída de presión en el evaporador, en el generador y en el condensador/absorbedor.

Tabla AIII.3-1 Valores registrados en el SCADA en los ensayos realizados a caga nominal  
(Maquinas refrigeradas por agua configuración verano)

Parametros	Valor consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador ( $T_{11}$ -°C)	-	-	<±
Temperatura salida generador ( $T_{12}$ -°C)	-	-	<±
Caudal generador ( $F_6$ -m³/h)	-	-	<±
$\Delta P$ circuito generador ( $TP_5$ - $TP_6$ ) (bar)	-	-	<±
Temperatura entrada condensador/absorbedor ( $T_7$ -°C)	-	-	<±
Temperatura salida condensador/absorbedor ( $T_8$ -°C)	-	-	<±
Caudal condensador/absorbedor ( $F_4$ -m³/h)	-	-	<±
$\Delta P$ circuito condensador/absorbedor ( $TP_1$ - $TP_2$ ) (bar)	-	-	<±
Temperatura entrada evaporador ( $T_9$ )	-	-	<±
Temperatura salida evaporador ( $T_{10}$ )	-	-	<±
Caudal evaporador ( $F_5$ -m³/h)	-	-	<±
$\Delta P$ circuito evaporador ( $TP_3$ - $TP_4$ ) - (bar)	-	-	<±
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	-	<±

### AIII.3.3.1. Cálculo de la potencia del evaporador, condensador/absorbedor y evaporador. Cálculo del consumo de energía eléctrica

La potencia de cada uno de los circuitos se determina en función de los valores medios de caudal y temperatura registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. Para una máquina conectada en la estación de pruebas EP-3, la potencia del generador se calcula con las sondas de temperatura  $T_{23}$  y  $T_{24}$  y con el caudalímetro  $F_6$ ; la del condensador/absorbedor con las sondas de temperatura  $T_{19}$  y  $T_{20}$  y con el caudalímetro  $F_4$ , y la del evaporador con las sondas de temperatura  $T_{21}$  y  $T_{22}$  y con el caudalímetro  $F_5$ .

### AIII.3.3.2. Cálculo de la pérdida de carga en los circuitos de la máquina

La pérdida de carga de cada uno de los circuitos se determina en función de los valores medios registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo, de la diferencia de presión entre la entrada y la salida en los circuitos de la máquina. Para una máquina conectada en la estación de pruebas EP-3, la  $\Delta P$  del generador se mide con los transmisores de presión  $TP_5$  y  $TP_6$ ; la  $\Delta P$  del condensador/absorbedor con los transmisores de presión  $TP_1$  y  $TP_2$ ; y la  $\Delta P$  del evaporador con los transmisores de presión  $TP_3$  y  $TP_4$ .



### AIII.3.3.3. Consumo de energía eléctrica

El consumo de energía eléctrica viene determinado por el consumo necesario para el funcionamiento de la máquina (sistema de control + bomba de solución), más parte del consumo de las bombas de circulación, destinado a vencer las pérdidas de carga en los intercambiadores.

El consumo de energía eléctrica de la bomba de solución y del sistema de control de la máquina a ensayar se calcula como el valor medio registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo.

El consumo de energía eléctrica de las bombas de circulación imputable a la máquina a ensayar, se calcula en función de los valores medios de caudal y  $\Delta P$  registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. Para realizar dichos cálculos se asume que la potencia de las bombas de los tres circuitos es igual o menor de 500W, y se aplican las ecuaciones: 5.1, 5.2 y 5.3.

### AIII.3.3.4. Determinación del $EER_t$ y $EER_{ele}$

Para determinar  $EER_t$  y eléctrico el  $EER_{ele}$  sin tener en cuenta el consumo de las bombas de circulación imputable al consumo de energía eléctrica de la máquina a ensayar, aplicar las ecuaciones AIII.3-1 y AIII.3-2. Para determinar el rendimiento  $EER_{ter}$  y eléctrico el  $EER_{ele}$ , teniendo en cuenta dicho consumo, aplicar las ecuaciones AIII.3-3 y AIII.3-4.

$$(AIII.3-1) \quad EER_t = \frac{Q_{eva}}{Q_{ge}}$$

$$(AIII.3-2) \quad EER_{ele} = \frac{Q_{eva}}{Q_{CEE}}$$

$$(AIII.3-3) \quad EER_{ele,EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{CEE} + P_{ele,eva} + P_{ele,ge} + P_{ele,c/a}}$$

$$(AIII.3-4) \quad EER_{t,EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{ge}}$$

### AIII.3.3.5. Resultado de los ensayos

Una vez determinados los apartados de AIII.3.1 a AIII.3.4 cumplimentar la tabla AIII.3-2 con los parámetros que definen las prestaciones de la máquina.

Tabla AIII.3.2 Prestaciones de la máquina trabajando en condiciones nominales de caudal y temperatura  
(Máquinas refrigeradas por agua, configuración verano).

Parámetros	Valores
Temperatura entrada del generador ( $T_{11}$ °C)	-
Temperatura salida del evaporador ( $T_{12}$ °C)	-
Temperatura entrada del condensador/absorbedor ( $T_7$ °C)	-
Caudal del generador ( $F_6$ - m³/h)	-
Caudal del evaporador ( $F_5$ - m³/h)	-
Caudal del condensador/absorbedor ( $F_4$ - m³/h)	-
Pérdida de carga en el generador ( $\Delta P_{ge}$ - bar)	-
Pérdida de carga en el evaporador ( $\Delta P_{eva}$ - bar)	-
Pérdida de carga en el c/a ( $\Delta P_{c/a}$ - bar)	-
Potencia frigorífica evaporador ( $Q_{eva}$ - kW)	-
Potencia generador ( $Q_{ge}$ -kW)	-
Potencia del condensador/absorbedor ( $Q_{c/a}$ -kW)	-
Consumo bomba solución + control (CEE-kW)	-
Consumo imputable a la bomba del generador ( $P_{ele,ge}$ -kW)	-
Consumo imputable a la bomba del evaporador ( $P_{ele,eva}$ -kW)	-
Consumo imputable a la bomba del c/a ( $P_{ele,ge}$ -kW)	-
$EER_t$	-
$EER_{ele}$	-
$EER_t$ (EN 14511)	-
$EER_{elec}$ (EN 14511)	-

## AIII.4. Procedimiento para ensayos de máquinas de absorción refrigeradas por aire

Para desarrollar el procedimiento se toma como referencia el esquema simplificado de la figura 5.3, en el que se muestra el banco alineado para ensayar máquinas de absorción refrigeradas por aire. Previamente a la realización de los ensayos las secuencias de acciones a realizar, son las siguientes:

- a. Definir la norma a seguir para realizar los ensayos.
- b. Definir el caudal y la temperatura de ensayo de cada uno de los circuitos de la máquina a ensayar.
- c. Definir la temperatura y la Humedad relativa del aire de la cámara climática.
- d. Cumplimentar la tabla AIII.4-1 con los parametros de funcionamiento de la máquina a ensayar , y con las temperaturas y caudales requeridas en los ensayos.
- e. Alinear el banco para ensayos de máquinas refrigeradas por aire, y conectar la máquina al banco de ensayos.
- f. Aplicar el programa de simulación EES-3 para determinar si el ensayo es viable.

Tabla AIII.4-1 Características de la máquina a ensayar, temperaturas y caudales de ensayo (Maquinas refrigeradas por aire).

Parámetros	Valores
Caudal nominal del generador ( $F_g$ m <sup>3</sup> /h)	-
Caudal nominal del evaporador ( $F_e$ m <sup>3</sup> /h)	-
Pérdida de carga en el generador ( $\Delta P_{ge}$ bar)	-
Pérdida de carga en el evaporador ( $\Delta P_{eva}$ bar)	-
Potencia frigorífica evaporador ( $Q_{eva}$ kW)	-
Potencia generador ( $Q_{ge}$ kW)	-
Potencia del condensador/absorbedor ( $Q_{c/a}$ kW)	-
Temperatura generador (°C)	-
Temperatura evaporador (°C)	-
Caudal de aire requerido en los ensayos (m <sup>3</sup> /h)	-
Temperatura de aire requerida en los ensayos (°C)	-

### AIII.4.1. Puesta en servicio de la máquina a ensayar

Una vez realizadas las acciones previas, los pasos a seguir para poner en servicio la máquina a ensayar son las siguientes:

1. Poner en servicio el sistema de control y adquisición de datos (SCADA).
2. Arrancar las bombas  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_4$ , en automático y fijar el punto de consigna del control de caudal de dichas bombas a los valores requeridos en los ensayo.
3. Aislar el intermviador  $I_3$  y ajustar el caudal por  $I_4$  a un valor próximo al requerido por el circuito del evaporador.

4. Poner en automático las válvulas controladoras de temperatura:  $VCT_1$ ,  $VCT_3$ ,  $VCT_5$ ; y fijar el punto de consigna a los valores requeridos en los ensayos.

5. Arrancar los ventiladores, poner el control de velocidad del ventilador  $V_1$  (CHZ- $V_1$ ) en automático y fijar el punto de consigna al valor requerido en los ensayos para la temperatura de refrigeración de la bomba de calor.

6. Arrancar la UTA con el ventilador trabajando a su velocidad nominal.

7. Poner en servicio la caldera de aceite térmico y fijar el punto de consigna del control de temperatura, unos  $10^\circ\text{C}$  por encima de la temperatura fijada para el agua caliente del generador.

8. Comprobar que el caudal del generador y del evaporador es el requerido para los ensayos, que las desviaciones del valor medio respecto al valor de consigna es de  $\leq \pm 1\%$  y que las desviaciones de cada medición individual son de  $\leq \pm 2\%$  del valor de consigna.

Si las desviaciones de algunos de los caudales son superiores a las requeridas en los ensayos, variar las constantes del PID hasta conseguir que entren dentro de los límites requeridos.

9. Cuando la temperatura del generador ( $T_{23}$ ) haya llegado al valor requerido en los ensayos, arrancar la máquina a ensayar, siguiendo las instrucciones del fabricante.

Cuando la máquina esté trabajando en condiciones estabilizadas, ajustar las constantes de las VCT's, hasta conseguir que las desviaciones de los valores medios respecto a los de consigna sean inferiores a  $\pm 0,2$  K para las temperaturas de entrada al generador ( $T_{23}$ ) y de  $\pm 0,3$  K para las de salida del evaporador ( $T_{22}$ ), y que las desviaciones de cada medición individual sean inferiores a  $\pm 0,5$  K para  $T_{22}$  y  $\pm 0,6$  K para  $T_{23}$ .

## AIII.4.2. Toma de datos del SCADA

Una vez que la máquina ha estado trabajando en condiciones estabilizadas durante 30 minutos, con los caudales y temperaturas dentro de los límites fijados en el punto anterior, hacer lo siguiente:

1. Volcar sobre Excel los valores registrados por el SCADA de señales:  $T_{c/c}$ ,  $H_{rc/c}$ ,  $T_9$ ,  $T_{10}$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$ ,  $T_{27}$ ,  $T_{28}$ ,  $F_5$ ,  $F_6$ ,  $F_8$ ,  $LKW_1$ ,  $LKW_2$ ,  $LKW_3$ ,  $TP_1$ ,  $TP_2$ ,  $TP_3$ ,  $TP_4$ ,  $TP_5$ ,  $TP_6$ .

2. Cumplimentar la tabla AIII.4-2 con los valores registrados en el SCADA.

3. Hacer un gráfico de cada uno de los circuitos con los valores registrados en el SCADA durante el ensayo. En los gráficos se representará: el caudal, la temperatura de entrada y salida y presión de entrada y salida. En uno de los gráficos también se representará el consumo de energía eléctrica registrada por el SCADA.

Tabla AIII.4-2 Valores registrados en el SCADA (Máquinas refrigeradas por aire a carga nominal).

Parametros	Valor consigna	Valor medio medido	Estabilidad
Temperatura entrada generador ( $T_{11}$ -°C)	-	-	<±
Temperatura salida generador ( $T_{12}$ -°C)	-	-	<±
Caudal generador ( $F_6$ -m³/h)	-	-	<±
ΔP circuito generador ( $Tp_5$ - $Tp$ ) (bar)	-	-	<±
Temperatura entrada agua fría a la UTA ( $T_{27}$ -°C)	-	-	<±
Temperatura salida agua fría a la UTA ( $T_{28}$ -°C)	-	-	<±
Caudal agua fría ( $F_8$ -m³/h)	-	-	<±
Temperatura entrada evaporador ( $T_9$ )	-	-	<±
Temperatura salida evaporador ( $T_{10}$ )	-	-	<±
Caudal evaporador ( $F_5$ -m³/h)	-	-	<±
ΔP circuito evaporador ( $Tp_3$ - $Tp_4$ ) - (bar)	-	-	<±
Potencia eléctrica control + bomba solución (kW)	-	-	<±

## AIII.4.3. Determinación de las prestaciones de la máquina

Una vez que se han fijado las temperaturas y caudales de trabajo de la máquina, la prestaciones vienen definidas por: la potencia frigorífica del evaporador, la potencia calorífica del generador, la potencia del condensador/absorbedor, el consumo de energía eléctrica de la máquina, y por la caída de presión en el evaporador, en el generador y en el condensador/absorbedor.

### AIII.4.3.1. Cálculo de la potencia del generador, condensador/absorbedor y evaporador

La potencia de cada uno de los circuitos se determina en función de los valores medios de caudal y temperatura registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. La

potencia del generador se calcula con las sondas de temperatura  $T_{11}$  y  $T_{12}$  y con el caudalímetro  $F_6$ , la del evaporador con las sondas de temperatura  $T_9$  y  $T_{10}$  y con el caudalímetro  $F_5$ . Para calcular la potencia del condensador/absorbedor, se asume que en condiciones estabilizadas todo el calor que pierde el aire al pasar por la batería de agua fría, pasa al circuito de agua fría. La potencia se calcula con las sondas de temperatura colocadas a la entrada y salida de la batería de agua fría,  $T_{27}$  y  $T_{28}$  y con el caudalímetro  $F_8$ .

### AIII.4.3.2. Cálculo de la pérdida de carga en los circuitos de la máquina

La pérdida de carga del circuito del generador y del evaporador se determina en función de los valores medios registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. La  $\Delta P$  del generador se mide con los transmisores de presión  $TP_5$  y  $TP_6$  y la  $\Delta P$  del evaporador con los transmisores de presión  $TP_3$  y  $TP_4$ .

### AIII.4.3.3. Consumo de energía eléctrica

El consumo de energía eléctrica viene determinado por el consumo necesario para el funcionamiento de la máquina (sistema de control + bomba de solución + ventilador), más parte del consumo de las bombas de circulación, destinado a vencer las pérdidas de carga en los intercambiadores del generador y evaporador de la máquina.

El consumo de energía eléctrica de la bomba de solución y del sistema de control de la máquina a ensayar se calcula como el valor medio registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo.

El consumo de energía eléctrica de las bombas de circulación imputable a la máquina a ensayar, se calcula en función de los valores medios de caudal y  $\Delta P$  registrado por el SCADA en los 30 minutos que dura el ensayo. Para realizar dichos cálculos se asume que la potencia de las bombas de los tres circuitos es igual o menor de 500W, y se aplican las ecuaciones: 5.1, 5.2 y 5.3.

### AIII.4.3.4. Determinación del $EER_t$ y $EER_{ele}$

Para determinar  $EER_t$  y eléctrico el  $EER_{ele}$  sin tener en cuenta el consumo de las bombas de circulación imputable al consumo de energía eléctrica de la máquina a ensayar, aplicar las ecuaciones AIII.4-1. y AIII.4-2 Para determinar el rendimiento  $EER_{ter}$  y eléctrico el  $EER_{ele}$  teniendo en cuenta dicho consumo, aplicar las ecuaciones AIII.4-3 y AIII.4-4.

$$(AIII.4-1) \quad EER_t = \frac{Q_{eva}}{Q_{ge}}$$

$$(AIII.4-2) \quad EER_{ele} = \frac{Q_{eva}}{Q_{CEE}}$$

$$(AIII.4-3) \quad EER_{ele.EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele.eva}}{Q_{CEE} + P_{ele.eva} + P_{ele.ge}}$$

$$(AIII.4-4) \quad EER_{t.EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele.eva}}{Q_{ge}}$$

### AIII.4.3.4. Resultado de los ensayos

Una vez determinados los valores medios de caudales, presiones y temperaturas y calculados los consumos de energía eléctrica imputable al consumo de la máquina a ensayar, cumplimentar la tabla AIII.4-3 con los parámetros que definen las prestaciones de la máquina trabajando a carga nominal.

Tabla AIII.4-3 Prestaciones de la máquina trabajando en condiciones nominales de caudal y temperatura (Máquinas refrigeradas por aire).

Parámetros	Valores	Estabilidad
Temperatura entrada del generador ( $T_{11}$ °C)	-	-
Temperatura salida del evaporador ( $T_{10}$ °C)	-	-
Temperatura entrada del condensador/absorbedor ( $T_7$ °C)	-	-
Caudal del generador ( $F_6$ -m³/h)	-	-
Caudal del evaporador ( $F_5$ - m³/h)	-	-
Caudal del agua de la batería de agua fría ( $F_8$ - m³/h)	-	-
Pérdida de carga en el generador ( $\Delta P_{ge}$ - bar)	-	-
Pérdida de carga en el evaporador ( $\Delta P_{eva}$ - bar)	-	-
Potencia frigorífica evaporador ( $Q_{eva}$ - kW)	-	-
Potencia generador ( $Q_{ge}$ -kW)	-	-
Potencia del condensador/absorbedor ( $Q_{c/a}$ -kW)	-	-
Consumo bomba solución + control (CEE-kW)	-	-
Consumo imputable a la bomba del generador ( $P_{ele,ge}$ -kW)	-	-
Consumo imputable a la bomba del evaporador ( $P_{ele,eva}$ -kW)	-	-
$EER_t$	-	-
$EER_{ele}$	-	-
$EER_t$ (EN 14511)	-	-
$EER_{elec}$ (EN 14511)	-	-

## AIII.5. Procedimiento de ensayos con sistema de control ON/OFF, para determinar las prestaciones de la máquinas trabajando a carga parcial y la degradación del $EER_{te}$ y $EEE_{ele}$ en función fcp

En este procedimiento, se describen los pasos a seguir para ensayar enfriadoras de absorción refrigeradas por agua trabajando a carga parcial, ajustando la producción a la demanda con sistema de control ON/OFF. Para desarrollar el procedimiento se ha tomado como referencia la figura 5.5.

### AIII.5.1. Ensayo B (fcp=75%)

Poner la máquina a trabajar en condiciones nominales aplicando el procedimiento desarrollado en el apartado AIII.1, fijando como caudales y temperaturas de operación los indicados en la tabla 5.19 para el ensayo A. Una vez que la máquina está trabajando en



condiciones estabilizadas, hacer la siguiente:

1. Si el ensayo se quiere realizar parando/arrancando las bombas  $P_2$  y  $P_3$  cuando para/arranca el equipo, conectar en el PID de dichas bombas la orden de paro/arranque.
2. Fijar como caudales y temperaturas de operación los indicados en la tabla 5.19 para el ensayo B ( $f_{cp}=75\%$ ).
3. Fijar como referencia de control de la  $VCT_2$ , la señal  $PF_5$  y fijar el valor del punto de consigna en un 75% de la potencia frigorífica ( $Q_{eva}$ ) obtenida en el ensayo realizado con  $f_{cp} = 100\%$ .
4. Cuando la máquina haya estado trabajando de forma estabilizada durante dos ciclos completos, cumplimentar la tabla 5.20 con los valores registrados en el SCADA.
5. Calcular la potencia del condensador/absorbedor, del evaporador y del generador; aplicando la ecuación de AIII.5-1 a AIII.5-3.
6. Calcular el consumo de energía eléctrica aplicando la ecuación AIII.5-4.
7. Determinar el consumo de energía eléctrica imputable a la máquina a ensayar, aplicando las ecuaciones de AIII.5-5 a AIII.5-7.
8. Calcular el  $EER_t$  y  $ERR_{ele}$ , aplicando las ecuaciones de AIII.5-8 a AIII.5-11.
9. Cumplimentar la tabla 5.21 con los parámetros que definen el funcionamiento de la máquina trabajando con  $f_{cp}=75\%$ .

$$(AIII.5-1) \quad Q_{c/a}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \sum_{i=1}^n F_{4,i} \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag} \cdot (T_{29,i} - T_{19,i})$$

$$(AIII.5-2) \quad Q_{eva}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \sum_{i=1}^n F_{5,i} \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag} \cdot (T_{21,i} - T_{22,i})$$

$$(AIII.5-3) \quad Q_{ge}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \sum_{i=1}^n F_{6,i} \cdot \rho_{ag} \cdot Cp_{ag} \cdot (T_{23,i} - T_{24,i})$$

$$(AIII.5-4) \quad CEE_M[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \cdot \left[ \sum_{i=1}^n LkW1_i + \sum_{i=1}^n LkW1_i + \sum_{i=1}^n LkW1_i \right]$$

$$(AIII.5-5) \quad CEE_{ge}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{F_{6,i} \cdot (Tp_{5,i} - Tp_{6,i})}{0,0721 \cdot [F_{6,i} \cdot (Tp_{5,i} - Tp_{6,i})]^{0,3183}}$$

$$(AIII.5-6) \quad CEE_{eva}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \left[ \sum_{i=1}^n \frac{F_{5,i} \cdot (Pp_{2,i} - Tp_{3,i})}{0,0721 \cdot [F_{5,i} \cdot (Pp_{2,i} - Tp_{3,i})]^{0,3183}} \right]$$

$$(AIII.5-7) \quad CEE_{c/a}[kWh] = \frac{t_{esca}}{3600} \left[ \sum_{i=1}^n \frac{F_{4,i} \cdot (Pp_{1,i} - Tp_{2,i})}{0,0721 \cdot [F_{4,i} \cdot (Pp_{1,i} - Tp_{2,i})]^{0,3183}} \right]$$

$$(AIII.5-8) \quad EER_t = \frac{Q_{eva}[kWh]}{Q_{ge}[kWh]}$$

$$(AIII.5-9) \quad EER_{ele} = \frac{Q_{eva}[kWh *]}{CEE_M[kWh]}$$

$$(AIII.5-10) \quad EER_{ele.EN14511} = \frac{Q_{eva}[kWh] - CEE_{eva}[kWh]}{CEE_M[kWh] + CEE_{eva}[kWh] + CEE_{c/a}[kWh] + CEE_{ge}}$$

$$(AIII.5-11) \quad EER_{t.EN14511} = \frac{Q_{eva}[kWh] - CEE_{eva}[kWh]}{Q_{ge}[kWh]}$$

Siendo:

**t<sub>esca</sub>** - Tiempo de escaneo del SCADA en segundos.

**F<sub>4</sub>, F<sub>5</sub>, F<sub>6</sub>** - Caudal en m<sup>3</sup>/h.

**P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>4</sub>, P<sub>5</sub> y P<sub>6</sub>** - Presiones en pascales.

**CEE<sub>c/a</sub>** - Consumo de energía eléctrica de la bomba del circuito del c/a imputable a la maquina a ensayar.

**CEE<sub>eva</sub>** - Consumo de energía eléctrica de la bomba del circuito del evaporador imputable a la maquina a ensayar.

**CEE<sub>ge</sub>** - Consumo de energía eléctrica de la bomba del circuito del generador imputable a la máquina a ensayar.

**CEE<sub>M</sub>** - Consumo de energía eléctrica de la bomba de solución y del sistema de control.

## AIII.5.2. Ensayo C ( $f_{cp}=50\%$ )

Partiendo las condiciones estabilizadas del ensayo B ( $f_{cp}=75\%$ ), los pasos a realizar son los siguientes:

1. Fijar como caudales y temperaturas de operación los indicados en la tabla 5.19 para el ensayo C ( $f_{cp}=50\%$ ).
2. Fijar el valor del punto de consigna de la  $VCT_2$ , en un 50% de la potencia frigorífica ( $Q_{eva}$ ) obtenida en el ensayo realizado con  $f_{cp}=100\%$ .
3. Repetir los puntos de 4 a 9 del ensayo B ( $f_{cp}=75\%$ ).

## AIII.5.3. Ensayo D ( $f_{cp}=25\%$ )

Partiendo las condiciones estabilizadas del ensayo C ( $f_{cp}=50\%$ ), los pasos a realizar son los siguientes:

1. Fijar como caudales y temperaturas de operación los indicados en la tabla 5.19 para el ensayo D ( $f_{cp}=25\%$ ).
2. Fijar el valor del punto de consigna de la  $VCT_2$ , en un 25% de la potencia frigorífica ( $Q_{eva}$ ) obtenida en el ensayo realizado con  $f_{cp}=100\%$ .
3. Repetir los puntos de 4 a 9 del ensayo B ( $f_{cp}=75\%$ ).

## **AIII.6. Procedimiento de ensayos para determinar las prestaciones de la máquinas trabajando a carga parcial, y la degradación del $EER_{te}$ y $EEE_{ele}$ en función fcp y del sistema de control utilizado, para ajustar la potencia frigorífica a la demanda**

### **AIII.6.1. Ensayo B (fcp=75%)**

Poner la máquina a trabajar en condiciones nominales aplicando el procedimiento desarrollado en el apartado AIII.1. Una vez que la máquina está trabajando en condiciones estabilizadas, hacer lo siguiente:

1. Actuar sobre el parámetro utilizado para controlar la potencia hasta conseguir que la potencia del evaporador ( $Q_{eva}$ ) sea un 75% de la potencia frigorífica obtenida en el ensayo realizado con fcp =100%.
2. Cuando la máquina haya estado trabajando de forma estabilizada durante 30 minutos, cumplimentar la tabla 5.23 con los valores registrados en el SCADA y hacer lo siguiente:
  - Calcular la potencia de cada uno de los circuitos en función de los valores medios de caudal y temperatura registrados con el SCADA.
  - Calcular el consumo de energía eléctrica de la bomba de solución y del sistema de control en función del valor medio registrado por el SCADA.
  - Calcular el consumo de energía eléctrica de las bombas de circulación imputable a la máquina a ensayar en función de los valores medios de caudal y  $\Delta P$  registrado por el SCADA.
  - Calcular el  $EER_t$  y  $ERR_{ele}$ , aplicando las ecuaciones de AIII.6-1 a AIII.6-4.
  - Cumplimentar la tabla 5.24 con los parámetros que definen el funcionamiento de la máquina trabajando con fcp=75.

$$(AIII.6-1) \quad EER_t = \frac{Q_{eva}}{Q_{ge}}$$

$$(AIII.6-2) \quad EER_{ele} = \frac{Q_{eva}}{Q_{CEE}}$$

$$(AIII.6-3) \quad EER_{ele.EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{CEE} + P_{ele,eva} + P_{ele,ge} + P_{ele,c/a}}$$

$$(AIII.6-4) \quad EER_{t.EN14511} = \frac{Q_{eva} - P_{ele,eva}}{Q_{ge}}$$

## AIII.6.2. Ensayo C (fcp=50%)

Partiendo las condiciones estabilizadas del ensayo B (fcp=75%,) los pasos a realizar son los siguientes:

1. Actuar sobre el parámetro utilizado para controlar la potencia, hasta conseguir que la potencia del evaporador ( $Q_{eva}$ ) sea un 50% de la potencia frigorífica obtenida en el ensayo realizado con fcp = 100%.
2. Repetir el punto 2 del ensayo B (fcp=75%).

## AIII.6.3. Ensayo D (fcp=25%)

Partiendo las condiciones estabilizadas del ensayo B (fcp=50%,) los pasos a realizar son los siguientes:

1. Actuar sobre el parámetro utilizado para controlar la potencia, hasta conseguir que la potencia del evaporador ( $Q_{eva}$ ) sea un 25% de de la potencia frigorífica obtenida en el ensayo realizado con fcp = 100%.
2. Repetir el punto 2 del ensayo B (fcp=75%).



